

Kraftmessung in Scheibenbremsen

Vom Fachbereich Maschinenbau der
Technischen Universität Darmstadt
zur Erlangung des Grades eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte

Dissertation

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Thomas Degenstein
aus Mainz

Erstreferent:	Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner
Korreferent:	Prof. Dr. h. c. Dr.-Ing. Herbert Birkhofer

Tag der Einreichung:	30. April 2007
Tag der mündlichen Prüfung:	19. Juni 2007

Darmstadt, 2007

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugtechnik (FZD) der Technischen Universität Darmstadt. Während dieser Zeit leitete ich das Forschungsprojekt „Der Belag als aktives Element im Bremssystem“, das von der TMD Friction-Gruppe beauftragt und ermöglicht wurde.

Besonders danken möchte ich Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner, dem Leiter des Fachgebiets Fahrzeugtechnik, für die hervorragende Betreuung. Die von ihm gewährten Freiheiten und damit verbundene selbstständige Arbeitsweise, brachten mich in Zusammenspiel mit regelmäßigen kritischen Fachgesprächen viele wertvolle Schritte bei der Bearbeitung des Forschungsprojekts und der Erstellung der Dissertation voran.

Dem Gründer und ehemaligen Leiter von FZD, Prof. em. Dr.-Ing. Bert Breuer danke ich für die kritischen Fragen und Anregungen während meiner Doktorandenseminare. Seine Hinweise waren mir sehr hilfreich und haben mir wichtige Impulse für die Erstellung dieser Arbeit gegeben.

Herrn Prof. Dr. h. c. Dr.-Ing. Herbert Birkhofer, Leiter des Fachgebiets Produktentwicklung und Maschinenelemente Darmstadt, danke ich für die Übernahme des Korreferats. Meine Denk- und Arbeitsweise für die Entwicklung neuer Produkte wurde durch meine Studienarbeit an seinem Fachgebiet stark geprägt, was auch zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat.

Der TMD Friction-Gruppe danke ich, dass sie es durch die Finanzierung dieses Projekts mir ermöglicht haben, dass ich drei Jahre lang dieses spannende wissenschaftliche Thema bearbeiten konnte. Besonders danken möchte ich Herrn Dipl.-Ing. Andreas Elvenkemper für die fachliche und auch freundschaftliche Begleitung. Auch allen weiteren Mitarbeitern der TMD Friction-Gruppe möchte ich für die ausgesprochene Hilfsbereitschaft und Freundlichkeit vielmals danken.

Gerne denke ich an meine Zeit bei FZD zurück. Das außergewöhnliche Miteinander des gesamten Teams einschließlich der Sekretärinnen und der Werkstattmitarbeiter wird mir lange in Erinnerung bleiben. Besonders bedanken möchte ich mich bei Frau Dipl.-Wirtsch.-Ing. Gabriele Wolf, Herrn Dr.-Ing. Tobias Niemz und Herrn Dr.-Ing. Marcus Schumann für die Unterstützung und Freundschaft während der gesamten Bearbeitungszeit.

Auch danken möchte ich den vielen Studenten, die mich im Rahmen ihren Studien- und Diplomarbeiten oder als Hilfwissenschaftler bei diesem Forschungsprojekt tatkräftig unterstützt haben.

Ein besonderer Dank gilt meinen Eltern für den bedingungslosen und vertrauensvollen Beistand während meiner gesamten Ausbildung. Meiner Schwester Linda und vor allem meiner Freundin Beate bin ich für die moralische und tatkräftige Unterstützung sehr dankbar.

Thomas Degenstein

Darmstadt, im April 2007

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungen	VII
Formelzeichen und Indizes	VIII
1 Einleitung	1
1.1 Ansprüche an eine Kraftfahrzeugbremse und Herausforderungen an die Entwicklung	1
1.2 Motivation und Zielsetzung	2
2 Grundlagen und Forschungsbedarf	4
2.1 Grundlagen der Fahrzeugbremse	4
2.1.1 Komponenten und Wirkprinzip einer Bremsanlage	4
2.1.2 Grundgrößen und -gleichungen	8
2.2 Prüf- und Simulationswerkzeuge für Fahrzeugbremsen	11
2.2.1 Serien-Prüfstandsanwendungen	11
2.2.2 Prüfstandsuntersuchungen und Messgrößen im Bereich der Forschung und Entwicklung	15
2.2.3 Bedarf an Messgrößen für Modelle und Simulationen	17
2.3 Erweiterte Modellvorstellung einer Scheibenbremse	19
2.4 Fazit und Ableitung der Aufgabenstellung	27
2.5 Vorgehensweise und Methodik	29
3 Kraftmessung in einer Scheibenbremse – Produktentwicklungsprozess	31
3.1 Projektdefinitionsprozess	31
3.1.1 Zieldefinition	31
3.1.2 Ableitung und Konkretisierung der Anforderungen	32
3.1.3 Modellvorstellungen der am Bremsbelag angreifenden Kräfte und Momente	36
3.1.4 Anforderungsliste	39
3.2 Stand der Technik und Forschung	41
3.2.1 Spannkraftmessung in (Serien-)Fahrzeugbremsen	41
3.2.2 Spannkraftmessung für Forschungszwecke	42
3.2.3 Schlussfolgerung	44
3.3 Konzeptprozess – Aufbau des Messsystems	45
3.3.1 Festlegung der Versuchsbremse	45
3.3.2 Bestimmung benötigter Parametern der Versuchsbremse	46
3.3.3 Bestimmung des Messwertaufnehmers	48
3.3.4 Beschreibung und Analyse des Kraftaufnehmers	50

3.4	Entwurfsprozess	51
3.4.1	Grundaufbau des Messsystems	51
3.4.2	Bewertung des „Dynamometer“-Entwurfs	53
3.4.3	Untersuchung der Messfehler des „Dynamometer“-Entwurfs	55
3.4.4	Maßnahmen zur Weiterentwicklung	58
3.4.5	Aufbau des Kraftmessbelags mit geteilter Belagträgerplatte	60
3.4.6	Modellvorstellung des Messwertaufnehmers	63
3.4.7	Auslegung des endgültigen Messwertaufnehmers	65
3.5	Fazit	67
4	Kraftmessung in einer Scheibenbremse – Ausarbeitungsprozess	68
4.1	Kalibrierung der Kraftmessbeläge	68
4.2	Validierung der Kraftmessbeläge	70
4.2.1	Anforderungen an die Kraftmessbeläge	70
4.2.2	Bestimmung und Entwicklung des Validierungswerkzeugs	71
4.2.3	Verifikationsergebnisse bei einer stehenden Bremsscheibe	74
4.3	Verifikation der Ergebnisse in der Radbremse	78
4.3.1	Validierung für einen Bremsvorgang	80
4.3.2	Validierung für den Kraftangriffspunkt	86
4.4	Spezifikation und Einsatzmöglichkeiten	89
4.5	Gültigkeit, Übertragbarkeit und Reproduzierbarkeit der Ergebnisse	90
4.6	Fazit	92
5	Darstellung von Beispielmessergebnissen	94
5.1	Anpressdruckverteilung bei einer stehenden Bremsscheibe und während eines Bremsvorgangs	94
5.2	Spannkraftverlauf während eines Bremsvorgangs	98
5.3	Änderung der Kraftangriffspunkte während einer Scheibenumdrehung	103
5.4	Fazit	104
6	Anwendungsmöglichkeiten, Fazit und Ausblick	105
7	Zusammenfassung	108
8	Anhang	110
8.1	Darstellung der Patentrecherche	110
8.2	Eingesetzter Bremsenprüfstand	112
8.3	Bestimmung der Anlegedrucke des Bremssattels	113
8.4	Bestimmung des Wirkungsgrads der Bremse	114
8.5	Messung der Sattelaufweitung	114
8.6	Messung der Bewegung der Bremsbeläge	116
8.7	Kompressibilitätstest der Kraftmessbeläge	117
	Literaturverzeichnis	118
	Betreute studentische Arbeiten	126
	Eigene Veröffentlichungen	128

Abkürzungen

Abkürzung	Beschreibung
ABS	Antiblockiersystem
AP	Angriffspunkt der Spannkraft
AMS	Auto Motor Sport
DIN	Deutsches Institut für Normung
DMS	Dehnungsmessstreifen
DTV	Disc Thickness Variation (Brems Scheibendickenschwankungen)
DKD	Deutscher Kalibrierdienst der Physikalisch-Technischen Bundesanstalt, Braunschweig
EMB	Elektromechanische Bremse
FEM	Finite Elemente Methode
FF	Festforderung
FN	Faustsattel Neu (Bezeichnung der Firma Continental)
FNR	Faustrahmensattel Neu (Bezeichnung der Firma Continental)
FZD	Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
FS	Faustseite
GG	Grauguss
HA	Hinterachse
KS	Kolbenseite
LRO	Lateral Run Out (Brems Scheibenschlag)
NAO	Non-Asbest Organics (Bremsbelagmaterialsorte, eingesetzt z. B. in Japan)
Nfz	Nutzfahrzeug
NVH	Noise, Vibration, Harshness
Pkw	Personenkraftwagen
SAE	Society of Automotive Engineers
VA	Vorderachse
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
W	Wunschforderung
ZF	Zielforderung

Formelzeichen und Indizes

Symbole	Einheit	Beschreibung
a_F	m/s^2	Fahrzeugbeschleunigung
A_B	m^2	Bremsbelagfläche
A_K	m^2	Kolbenfläche bzw. Summe der Kolbenflächen bei mehreren Bremskolben
C^*	–	Bremsenkennwert $C^* = 2 \cdot \mu_B =$ Innere Übersetzung
d_a	mm	Reibring-Außendurchmesser der Bremsscheibe
d_B	mm	Außendurchmesser der Bremsscheibe
d_i	mm	Reibring-Innendurchmesser der Bremsscheibe
E_{kin}	J	Kinetische Energie
F_{Bet}	N	Betätigungskraft auf den Bremskraftverstärker
$F_{\text{Fuß}}$	N	Fußkraft des Fahrers auf das Bremspedal
F_{HBZ}	N	Kraft am Hauptbremszylinder
F_K	N	Kolbenkraft, $F_K = p_{\text{hyd}} \cdot A_K$
F_N	N	Normalkraft, senkrecht auf die Reibfläche des Bremsbelags wirkend
$F_{R,B}$	N	Bremskraft im Reifenlatsch
$F_{R,B,h}$	N	Bremskraft im Reifenlatsch der Hinterachse
$F_{R,B,v}$	N	Bremskraft im Reifenlatsch der Vorderachse
$F_{R,N}$	N	Radaufstandskraft
$F_{R,W,h}$	N	Radwiderstandskraft an der Hinterachse
$F_{R,W,v}$	N	Radwiderstandskraft an der Vorderrachse
$F_{Rb,Ab}$	N	Reibungskraft zwischen der Rückenplatte und dem Stator
$F_{S,N}$	N	Normalkraft senkrecht auf den Sensor
F_{Sp}	N	Spannkraft
$F_{\text{Sp,BE}}$	N	Spannkraft, gemessen mit einem Bremsscheibenersatzstück
$F_{\text{Sp,F}}$	N	Spannkraft der Faustseite
$F_{\text{Sp,K}}$	N	Spannkraft der Kolbenseite
F_U	N	Umfangskraft
$F_{U,x}$	N	x-Komponente der Umfangskraft
$F_{U,y}$	N	y-Komponente der Umfangskraft
F_Q	N	Querkraft, auf die Sensoren wirkend; Sensor = Schubkraftsensor
$F_{W,L}$	N	Luftwiderstandskraft
k_P	pC/N	Empfindlichkeit bzw. piezoelektrischer Koeffizient
$l_{Rm,x}$	mm	Länge des Reibmaterials in x-Richtung
M_B	Nm	Bremsmoment
M_R	Nm	Restbremsmoment
M_i	Nm	Moment, am Belag angreifend
n	min^{-1}	Drehzahl des Rades bzw. der Bremsscheibe

p_{hyd}	bar	Hydraulischer Druck in der Bremsleitung
p_0	bar	Anlegedruck
$r_{\text{B,a}}$	mm	Äußerer Reibringradius der Bremsscheibe
$r_{\text{B,i}}$	mm	Innerer Reibringradius der Bremsscheibe
r_{eff}	mm	Effektiver Reibradius
r_{M}	mm	Radius vom Mittelpunkt der Sensoren zur Radachse
$r_{\text{R,dyn}}$	m	Dynamischer Reifenhalbmesser
$r_{\text{Sp,F}}$	mm	Reibradius der faustseitigen Spannkraft
$r_{\text{Sp,K}}$	mm	Reibradius der kolbenseitigen Spannkraft
t_{A}	s	Zeitpunkt: Anfang des Bremsvorgangs
t_{B}	s	Zeitdauer des Gesamtbremsvorgangs
t_{E}	s	Zeitpunkt: Ende des Bremsvorgangs
$t_{0,25}$	s	Zeitpunkt: $0,25 \cdot (t_{\text{E}} - t_{\text{A}}) + t_{\text{A}}$
$t_{0,75}$	s	Zeitpunkt: $0,75 \cdot (t_{\text{E}} - t_{\text{A}}) + t_{\text{A}}$
T_{A}	°C	Anfangstemperatur
T_{E}	°C	Endtemperatur
v_{A}	m/s	Anfangsgeschwindigkeit
v_{E}	m/s	Endgeschwindigkeit
v_{F}	m/s	Fahrzeuggeschwindigkeit
Q	C	Ladung
x_{Sp}	mm	x-Koordinate des Angriffspunkts der Spannkraft
y_{Sp}	mm	y-Koordinate des Angriffspunkts der Spannkraft
z_{Sp}	mm	z-Koordinate des Angriffspunkts der Spannkraft
z_{RM}	mm	Abstand Reibschicht zur Messebene (im Kraftmessbelag)
β_{S}	rad	Winkel der Bremssattelaufweitung
δ_{Bb}	mm	Dicke der Reibschicht + $0,5 \cdot$ Dicke der Rückenplatte
η	—	Wirkungsgrad des Bremssattels
φ	rad	Winkel der Bremsscheibe
σ	N/mm ²	Anpressdruckverteilung zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe
σ_{max}	N/mm ²	Maximale mechanische Spannungsspitze in einem Piezoquarzsensord
τ_{B}	s	Zeitdauer des Bremsvorgangs
μ_{Ab}	—	Reibwert zwischen der Rückenplatte und dem Stator
μ_{B}	—	mittlerer Reibwert zwischen Bremsbelag und -scheibe
$\mu_{\text{B,AKM}}$	—	Reibwert zwischen Bremsbelag und -scheibe im AK-Master
$\mu_{\text{B,i}}$	—	Reibwert zwischen Bremsbelag und -scheibe auf der Kolben-, bzw. Fausseite
μ_{R}	—	Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn
μ_{QG}	—	Reibwert zwischen Piezoquarz und Gehäuse
$\dot{\varphi}_{\text{R}}$	1/s	Winkelgeschwindigkeit des Reifens
θ_{R}	kg m ²	Massenträgheitsmoment des Reifens

Indizes	Beschreibung
aa	Auslaufseite-Außen (Sensorposition)
ai	Auslaufseite-Innen (Sensorposition)
ea	Einlaufseite-Außen (Sensorposition)
ei	Einlaufseite-Innen (Sensorposition)
F	Faustseite
K	Kolbenseite
dyn	dynamisch
x	x-Koordinate
y	y-Koordinate
z	z-Koordinate

Definitionen und Koordinatensystem

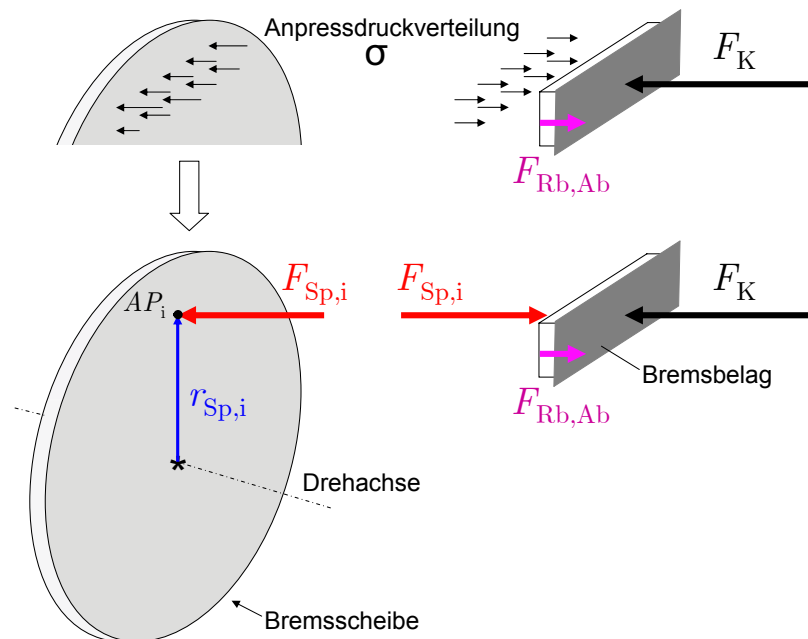


Abbildung 0.1: Modell einer Scheibenbremse mit den Messgrößen $F_{Sp,i}$ und $r_{Sp,i}$

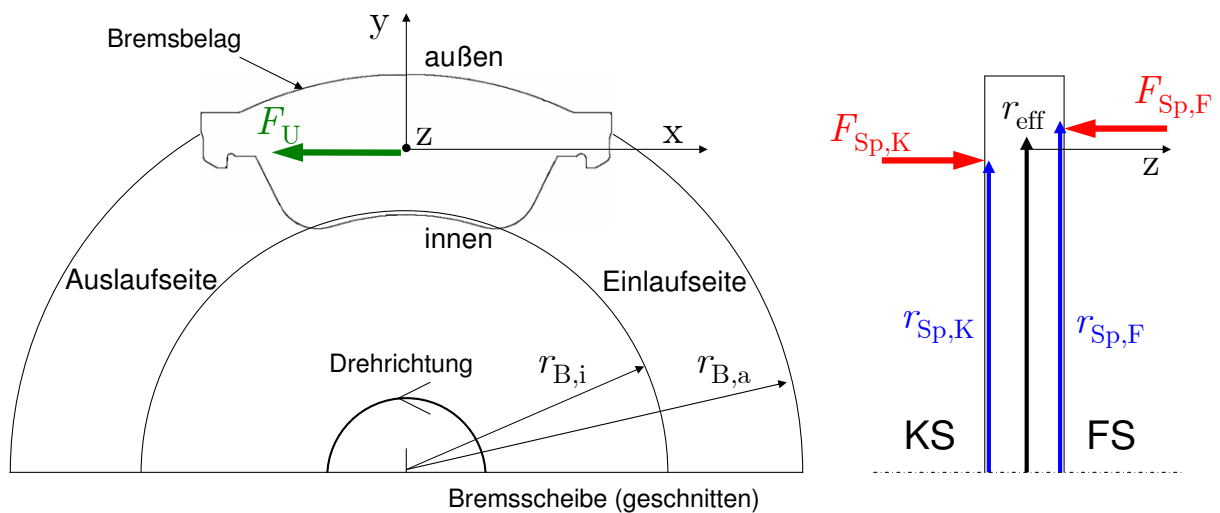


Abbildung 0.2: Definition von geometrischen Größen und von Kräften an einer Scheibenbremse

1 Einleitung

1.1 Ansprüche an eine Kraftfahrzeugbremse und Herausforderungen an die Entwicklung

Das Konstruieren einer den Ansprüchen der Fahrzeugentwickler und der Kunden genügenden Kraftfahrzeugbremse stellt eine große Herausforderung mit einem hohen zeitlichen und finanziellen Aufwand dar. Zum einen muss die Leistungsfähigkeit einer Bremsanlage durch das Aufrechterhalten der maximalen Bremsleistung über zehn Vollbremsungen aus 100 km/h mit dem Auto-Motor-Sport-Test (AMS-Test)¹ nachgewiesen werden. Zum anderen müssen die Komfortansprüche an eine moderne Radbremse erfüllt werden, woraus ein weitaus höherer Entwicklungsaufwand resultiert^{2,3}. Dabei gilt es u. a., Anregungen in Frequenzen des hörbaren Bereichs zu vermeiden, keine vom Fahrer spürbaren Schwingungen in das Fahrzeug zu übertragen (z. B. Lenkraddrehschwingungen verursacht durch Bremsscheibendickenschwankungen^{4,5,6}) und ein unveränderliches Pedalgefühl über die Gesamtlebensdauer eines Fahrzeugs zu erreichen. Die Schwierigkeiten der Erfüllung dieser Anforderungen liegen in mehreren, sich überlagernden Bereichen, z. B. werden für die Bremse eines Mittelklasse-Pkws Spannkkräfte von bis zu 40.000 N pro Rad benötigt und es treten Temperaturen in der Reibschicht von -40 bis 1000 °C auf^{7,8}. Darüber hinaus befindet sich die Bremse außerhalb der Fahrgastzelle, wodurch die Komponenten einer Bremse von Wasser, Salz und Schmutz angegriffen werden können, was zu einer negativen Beeinflussung des Reib- und somit des Bremsprozesses führen kann.

Die Leistungsansprüche an eine Pkw-Radbremse sind in den letzten Jahren durch immer höhere Fahrzeugmassen und Motorleistungen deutlich gestiegen⁹. Die höhere Bremsleistung wird im Allgemeinen durch den Einsatz größerer Bremsscheiben verwirklicht. Genügten früher 14"-Bremsanlagen, so sind heutzutage 16"-Bremsanlagen Standard in Oberklassefahrzeugen. Die gleichzeitige Forderung nach einem straffen Pedalgefühl und kurzen Pedalwegen erfordert eine höhere Steifigkeit der eingesetzten Komponenten, wie dem Bremsbelag oder dem Bremssattel. Diese veränderten Randbedingungen begünstigen

¹Weiss (2006): Bremsenpüfstände S. 442.

²N.N.: TMD Friction Services GmbH, Leverkusen.

³Bittner (2006): Reduzierung des Bremsrubbels bei Kraftfahrzeugen durch Optimierung der Fahrwerkslagerung S. 1.

⁴Brunner/Koch (2006): Schwingungen und Geräusche S. 418.

⁵Engel (1998): Systemansatz zur Untersuchung von Wahrnehmung, Übertragung und Anregung bremserreger Lenkunruhe in Personenkraftwagen S. 1.

⁶Grochowicz (1997): Experimentelle und theoretische Untersuchungen zu Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen an Pkw-Scheibenbremsen S. 8f.

⁷Burckhardt (1991): Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen S. 251.

⁸Buschmann/Remfrey (2004): Aufbau und Komponenten von Pkw-Bremsanlagen S. 101 ff.

⁹Kuhn/Böhm/Karl (2006): Herausforderungen für moderne Radbremssysteme aus Sicht des Fahrzeugherstellers.

nach BITTNER¹⁰ die Generierung von Schwingungen, die in die Fahrgastzelle übertragen werden. Gleichzeitig werden durch Leichtbau im Fahrwerk geringere Massen der Einzelkomponenten angestrebt, was sich nach GLASER/WÖRSDÖRFER¹¹ negativ auf die Steifigkeit des Gesamtsystems und somit negativ auf das Komfortverhalten der Bremse auswirkt.

Die Erfüllung der genannten Anforderungen an eine Bremse hat lange Entwicklungszeiten und damit hohe Kosten zur Folge¹². Ein Grund hierfür ist, dass die Vorgänge zwischen den Bremsbelägen und der Bremsscheibe während des Reibprozesses bis heute weder analytisch noch mit einem numerischen Modell vollständig beschrieben werden können^{13,14}. Diese Schnittstelle zwischen den Bremsbelägen und Bremsscheibe ist jedoch ausschlaggebend für die Leistungsfähigkeit und das Komfortverhalten einer Bremse¹⁵.

In einer Vielzahl von Forschungsarbeiten¹⁶ wurden Modelle für die Übertragungswege von der Erzeugung der Spannkraft über Reibung zwischen den Bremsbelägen und der Bremsscheibe, bis zur Erzeugung der gewünschten Bremskraft im Reifenlatsch Bremsenmodelle entwickelt. Eine den Anforderungen genügende Beschreibung der Übertragungswege ist aber bis dato nicht bekannt. Als eine der Hauptursachen wird die Vielzahl unbekannter Parametern in einer Bremse genannt¹⁷.

1.2 Motivation und Zielsetzung

Die Vielzahl der Parameter und die große Spanne, in denen sich diese Parameter während eines Bremsvorgangs verändern können, führen dazu, dass für die Beschreibungen der Vorgänge in einer Scheibenbremse Vereinfachungen und Annahmen getroffen werden¹⁸. Aus diesen Annahmen resultiert, dass zum einen der Zusammenhang zwischen der Eingangsgröße (dem hydraulischen Druck) und der Ausgangsgröße (dem Bremsmoment) einer Bremse nicht eindeutig beschrieben werden kann¹⁹ und zum anderen resultieren aus diesen Vereinfachungen Unsicherheiten bei den abgeleiteten Messgrößen wie z. B. dem Reibradius oder dem Reibwert, die größer als die Änderungen der zu erfassenden Messgrößen sein können²⁰.

Eine der Ursachen für die nicht vollständige Beschreibung der reibungstechnischen Vorgänge anhand modellhafter Vorstellungen der Radbremse könnte darin liegen, dass in einer Bremse eine Vielzahl von Messgrößen nicht aufgezeichnet werden können, diese aber für die Erstellung und Validierung von Modellen benötigt werden.

Der Bedarf an weiteren Messwertaufnehmern wird von mehreren Autoren wissenschaftlicher Arbeiten im Bereich der Bremsenforschung genannt²¹. Das Fehlen dieser Mess-

¹⁰Bittner (2006): Reduzierung des Bremsrubbels bei Kraftfahrzeugen durch Optimierung der Fahrwerkslagerung S. 1.

¹¹Glaser/Wörsdörfer (2002): Zukünftige Schwerpunkte der Entwicklung von Pkw-Radbremzen Folie 9.

¹²Olms/Marschner/Bletz (2006): Bremstechnisches Versuchswesen vgl S. 453 Abbildung 29–30.

¹³Wiaterek (2006): Reibbeläge S. 373 ff.

¹⁴Oehl/Paul (1990): Bremsbeläge für Straßenfahrzeuge - Entwicklung und Erprobung S. 4–21.

¹⁵Eichhorn/Fuhrmann (2006): Fahrzeugtechnische Anforderungen S. 19.

¹⁶z. B. SCHUMANN (2007), SCHWARZ (1999) und ENGEL (1998)

¹⁷Erläuterungen dazu in den Abschnitten 2.2 und 3.2.

¹⁸Burckhardt (1991): Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen S. 195–204.

¹⁹Erläuterungen folgen in Kapitel 2.3.

²⁰Ausführliche Erläuterungen folgen in Kapitel 2.

²¹Schumann (2007): Analyseverfahren zur Beurteilung des ungleichförmigen Bremsscheibenverschleißes an Pkw-Scheibenbremsen S. 123.

wertaufnehmer ist mit den umfangreichen Anforderungen an eine entsprechende Sensorik zu begründen. Der Einsatz einer Vielzahl von Sensorprinzipien wird dabei durch die großen Betriebsbereiche der anliegenden Kräfte und Temperaturen sowie die unzureichenden Platzverhältnisse verhindert. Dies gilt nicht nur im Feldversuch, sondern auch für Prüfstandsuntersuchungen, wie z. B. LANGE et al.²² beschreiben, die eine Messung weiterer Größen, wie dem Reibradius, fordern.

Abgeleitet von den genannten Problemen in der Entwicklung von Fahrzeugbremsen und dem Fehlen von Messwerten für die Bremsenforschung wird in der vorliegenden Arbeit untersucht, welche Parameter in Bezug auf die wirkenden Kräfte, vom hydraulischen Druck bis zur Erzeugung des Bremsmoments, in einer Scheibenbremse für die Erforschung und Entwicklung von Fahrzeugbremsen benötigt und erfasst werden sollten. Dazu werden die Prüfabläufe für Serienbremsen, sowie Prüfungen im Bereich der Forschung und Simulationsmodelle von Bremsen analysiert und die Probleme durch das Fehlen geeigneter Messgrößen erörtert. Anschließend wird gezeigt, welche Messwertaufnehmer derzeit den Stand der Technik und Forschung darstellen und welcher neue Messwertaufnehmer entwickelt werden soll. Dazu werden nach der Methodik der Produktentwicklung²³ systematisch die Anforderungen an eine solche Sensorik erarbeitet, Lösungsprinzipien erarbeitet und bewertet. Nach der Entwicklung des Messwertaufnehmers wird dieser für den Einsatz in einer Bremse validiert, das Produkt spezifiziert und anhand von Bremsversuchen die Einsatzmöglichkeiten sowie den Beitrag für die Entwicklung neuer Bremsenkomponenten gezeigt.

Das Ziel ist, einen neuen Messwertaufnehmer zu entwickeln, der für eine Kraftmessung während des Bremsvorgangs eingesetzt werden kann, um damit einen Beitrag für die Entwicklung von Serienkomponenten zu leisten. Weiterhin soll die Möglichkeit geschaffen werden, Messwerte, die für die Forschung benötigt, aber aufgrund fehlender Messwertaufnehmer nur geschätzt werden können, messtechnisch zu erfassen. Auch im Bereich der Simulationstechnik für Radbremsen soll dieses Werkzeug einen Beitrag zur Validierung dieser Modellvorstellungen leisten.

²²Lange et al. (2006): Der μ -Wert – Reibwertbestimmung in Bremssystemen.

²³Birkhofer (2003): Skriptum zur Vorlesung Produktentwicklung I.

2 Grundlagen und Forschungsbedarf

In diesem Kapitel werden die Grundlagen über den Aufbau und die Wirkungsweise von Fahrzeugbremsen dargestellt. Anhand dieser Grundlagen werden eine weit verbreitete Modellvorstellung der Scheibenbremse sowie die analytischen Beschreibungen der Zusammenhänge erläutert. Anschließend werden die Vereinfachungen, die in dieser Modellvorstellung getroffen werden, erörtert. Auf Basis dieser Erkenntnis wird eine erweiterte Modellvorstellung, die den Zusammenhang zwischen der Eingangsgröße (dem hydraulischen Druck) und der Ausgangsgröße (dem Bremsmoment) detaillierter auflöst, erarbeitet. In Verbindung mit einer Analyse, welche dieser Parameter in Prüfabläufen für Serienuntersuchungen und im Bereich der Forschung und Entwicklung erforderlich sind und welche davon erfasst werden können, werden der Forschungsbedarf und die Ziele abgeleitet. Mit dem Festlegen der zu erfassenden Messgröße, wird dann das weitere Vorgehen und die anzuwendende Methodik abgeleitet.

Für die Entwicklung eines neuen Messwertaufnehmers müssen die Anforderungen an dieses Produkt beschrieben werden. Dazu werden in diesem Grundlagenkapitel die Komponenten einer Bremsanlage bezüglich ihres Aufbaus, ihrer Belastungen und ihrer Verknüpfungen untereinander analysiert. In Kapitel 3 dienen diese Grundlagen der Erstellung der Anforderungsliste für das zu entwickelnde Produkt. Da sich, wie in Abschnitt 3.3 zu sehen, das Hauptaugenmerk in dieser Arbeit auf die Bremsbeläge richtet, werden im Folgenden auch die Grundlagen bezüglich der Bremsbeläge eingehender bearbeitet.

Anmerkung: Die folgenden Untersuchungen beziehen sich auf hydraulische Bremsanlagen, die in Personenkraftwagen (Pkw) oder Nutzfahrzeugen (Nkw) eingesetzt werden. Auf pneumatisch betätigte Bremsanlagen von Nutzfahrzeugen lassen sich die Ergebnisse nicht übertragen.

2.1 Grundlagen der Fahrzeugbremse

2.1.1 Komponenten und Wirkprinzip einer Bremsanlage

Für die Kraftübertragung vom Bremspedal zur Radbremse werden im Bereich der Pkw-Serienfahrzeuge Bremsflüssigkeiten eingesetzt. Elektrisch betätigte Bremsen (z. B. BUSCHMANN et al.¹, oder elektromechanische Keilbremsen nach SEMSCH² und GOMBERT et al.³) befinden sich in der Entwicklung, finden aber noch keinen Einsatz in Serienfahrzeugen. In Abbildung 2.1 ist der schematische Aufbau einer Fahrzeugbremsanlage dargestellt.

¹Buschmann/Dausend/Semsch (2006): Elektromechanisch betätigte Bremsen S. 326.

²Semsch (1999): Neuartige mechatronische Teilbelagscheibenbremse.

³Gombert/Hartmann/Lang (2006): Elektromechanisch betätigte Keilbremse S. 330–336.

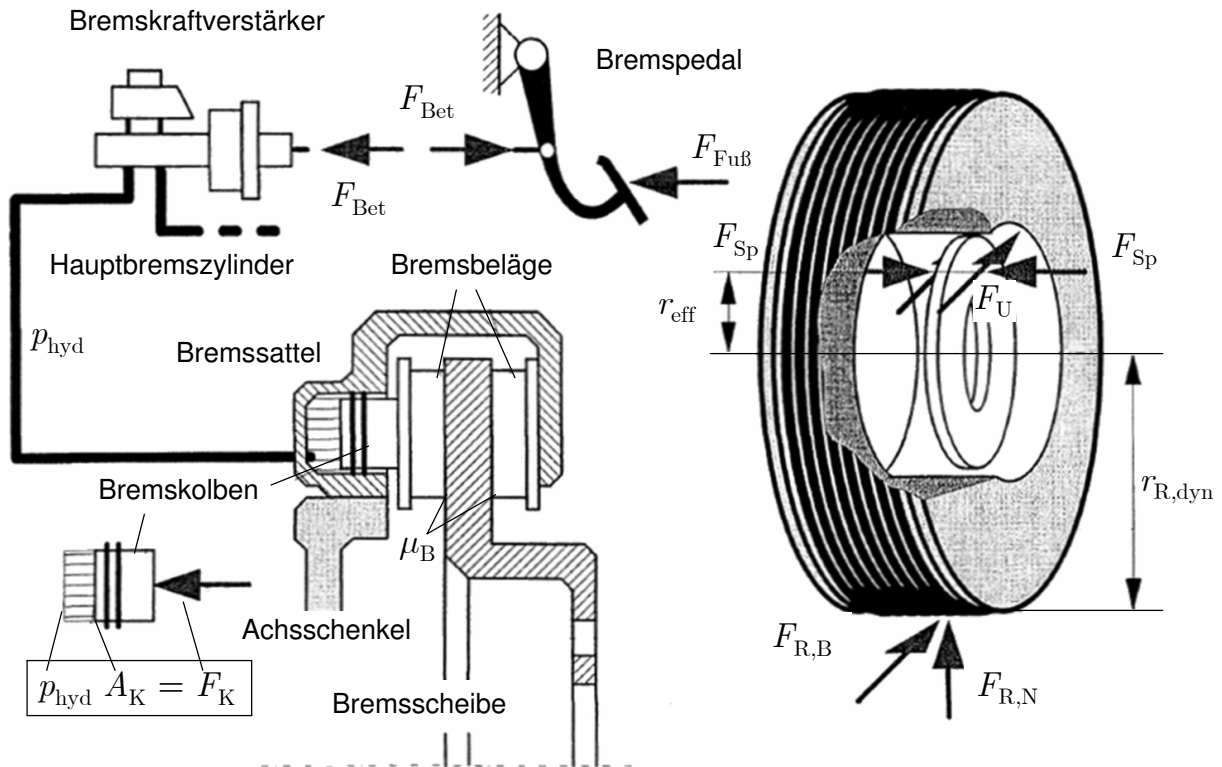


Abbildung 2.1: Prinzipbild einer Fahrzeugbremsanlage, nach WALLENTOWITZ (1997)

Während eines Bremsvorgangs bringt der Fahrer mit seinem Fuß die Kraft $F_{Fu\beta}$ auf, die entsprechend dem Übersetzungsverhältnis des Bremspedals die Kraft F_{Bet} am Bremskraftverstärker erzeugt. Über den konstruktiv vorgegebenen Verstärkungsfaktor des Bremskraftverstärkers wird die Bremsflüssigkeit im Hauptbremszylinder mit dem Druck p_{hyd} beaufschlagt. In den Radbremsen wird am Bremskolben die Kraft F_K erzeugt. Diese bewirkt über die beiden Bremsbeläge an der Bremsscheibe eine Spannkraft, die mit dem Reibwert μ_B zwischen den Bremsbelägen und der Bremsscheibe zur Umfangskraft F_U führt. Über das Verhältnis des effektiven Reibradius zum dynamischen Reifenhalmes $r_{eff}/r_{R,dyn}$ wird die Bremskraft $F_{R,B}$ im Reifenlatsch erzeugt, die schließlich zur gewünschten negativen Beschleunigung des Fahrzeugs führt.

Als Radbremsen finden Trommel- und Scheibenbremsen Verwendung. Die Verbreitung der Trommelbremsen hat in den letzten Jahren auf dem europäischen Markt stark abgenommen. In Personenkraftwagen werden sie im Allgemeinen nur noch vereinzelt an der Hinterachse von Kleinwagen verwendet. Für die angestrebte Konstruktion eines neuen Forschungswerkzeugs im Bereich der Fahrzeugbremse wird der Fokus auf Untersuchungen in der Scheibenbremsen gelegt und diese auch als Versuchsbremse eingesetzt. Aus diesem Grund wird im Weiteren auf Erläuterungen zur Trommelbremse verzichtet.

Die Hauptkomponenten einer Scheibenbremse sind der Bremssattel und die Reibungspartner Bremsscheibe und Bremsbeläge. Bremssättel werden unterschieden nach Fest- und Schwimmsätteln, wobei Schwimmsättel abermals in Faust- und Schwimmrahmensättel gruppiert werden. Festsattelbremsen sind dadurch gekennzeichnet, dass auf beiden Seiten der Bremsscheibe Kolben die Bremsbeläge andrücken. Festsattelbremsen werden aufgrund ihrer Eigenschaften (u. a. höhere Steifigkeit) primär im Sportwagensektor eingesetzt und

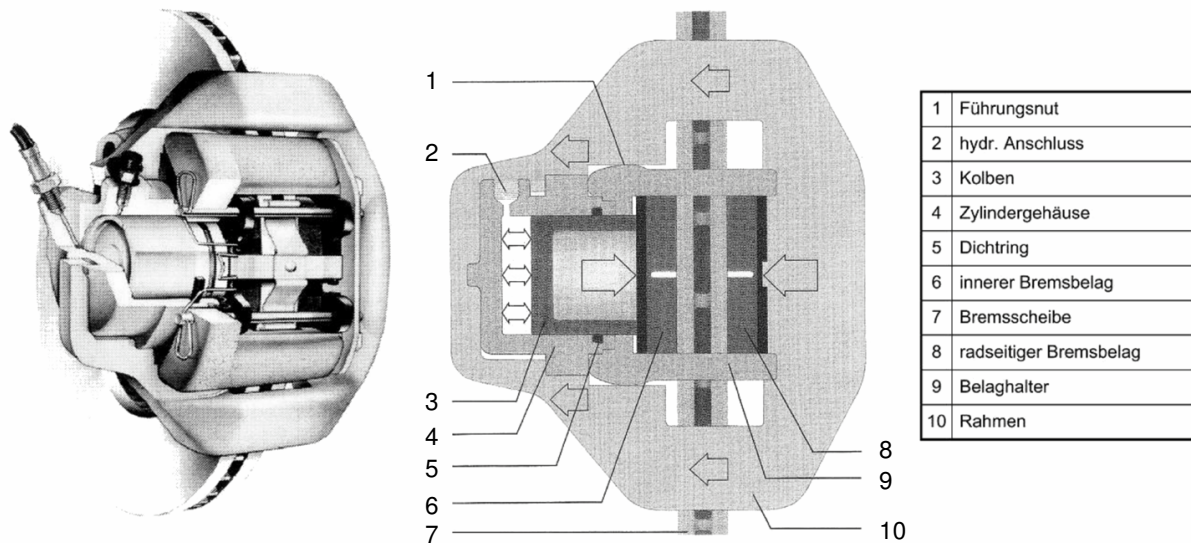


Abbildung 2.2: Aufbau und Komponenten eines Schwimmrahmensattels. Quelle: li. BREUER/BILL (2004), re. Presseunterlagen Continental Automotive Systems

spielen im Vergleich zu Schwimmsättel für den gesamten Pkw-Bereich eine untergeordnete Rolle. Als Versuchsbremse wird die deutlich häufiger vorkommende Schwimmrahmensattelbremse eingesetzt und anhand dieser auch die weiteren Grundlagen erläutert.

In einem **Schwimmrahmensattel** (Abbildung 2.2) wirkt der hydraulische Druck der Bremsflüssigkeit sowohl auf den Bremskolben (3) als auch auf die Rückwand der Druckkammer des Bremssattels. Dadurch übt der Bremskolben (3) mit seiner Fläche A_K über den kolbenseitigen Bremsbelag (6) eine Kraft auf die Bremsscheibe (7) aus. Über den in den Führungsnuten (1) gelagerten Rahmen (10) wird der zweite Teil der Spannkraft auf den faustseitigen Bremsbelag (8) übertragen. Die Summe dieser Kräfte bewirkt über den Reibwert μ_B zwischen den Bremsbelägen und der -scheibe die erwünschte Umfangskraft.

Unterscheidungsmerkmale von Schwimmrahmenbremsen sind die Anzahl und der Durchmesser der Kolben (Anhaltswerte sind ein bis zwei Bremskolben bei einem Durchmesser von 42 bis 66 mm). Als Materialien für Bremssättel werden Kugelgraphitguss GGG50 bis GGG60 und hochfester Aluminiumguss eingesetzt. Die wichtigsten Anforderungen an Bremssättel sind eine hohe Festigkeit, da Bremsdrücke bis 200 bar (je nach Kolbendurchmesser und -anzahl entsprechend 40.000 N und höher) auftreten, Beständigkeit gegen hohe thermische Belastungen (an der Bremsscheibe sind Temperaturen von über 1000 °C möglich) und eine hohe Dauerfestigkeit, da von über 500 000 Lastwechseln ausgegangen werden muss⁴.

⁴Buschmann/Remfrey (2004): Aufbau und Komponenten von Pkw-Bremsanlagen S. 106.

Ein **Bremsbelag** setzt sich aus den in Abbildung 2.3 dargestellten Komponenten zusammen.

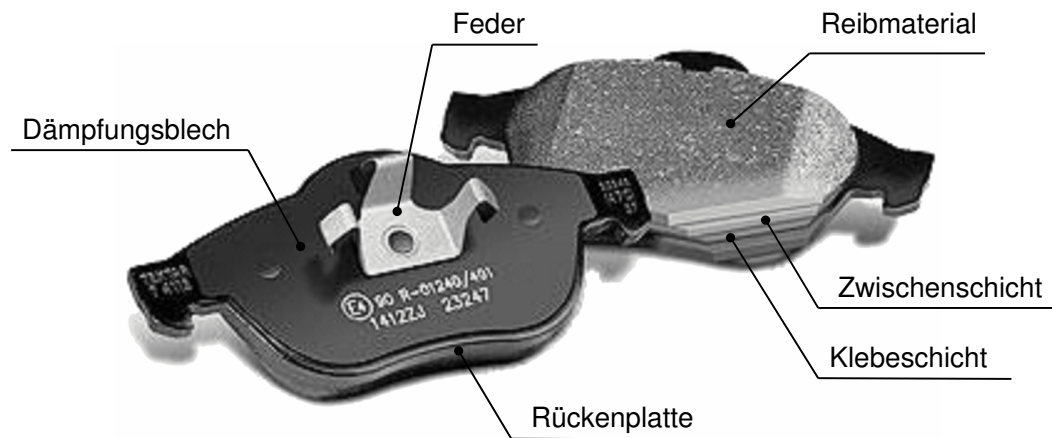


Abbildung 2.3: Aufbau eines Bremsbelags. Quelle: TMD Friction Services GmbH

Das **Reibmaterial** hat nach OEHL/PAUL⁵ folgende Bestandteile:

- Metalle (als Faser oder Pulver)
- Füllstoffe (inkl. evtl. anorganischer Fasern)
- Gleitmittel (Festschmierstoffe)
- Organische Bestandteile (Harze, Kautschuke, organische Fasern, organische Füllstoffe)

Die detaillierte Zusammensetzung einer typischen Rezeptur für europäische (so genannte Low Steel-) Reibbeläge⁶ kann z. B. OEHL/PAUL⁷ oder WIATEREK⁸ entnommen werden.

Die **Zwischenschicht** ist eine 2-4 mm dicke Schicht, die oftmals optisch heller als das **Reibmaterial** erscheint, da auf Schmierstoffe wie Graphit verzichtet werden kann. Die primäre Aufgabe der Zwischenschicht liegt in der Haftvermittlung zwischen dem Reibmaterial und dem Kleber. Der **Kleber** wird aus synthetischen Harzen, z. B. Phenolharz hergestellt und sorgt für die Anbindung des Reibmaterials bzw. der Zwischenschicht an die Rückenplatte. Die **Rückenplatte** wird aus einem niedriglegierten Stahl hergestellt. Je nach verwendetem Satteltyp werden Rückenplatten mit oder ohne Hammerköpfe⁹ verwendet. Das **Dämpfungsblech** und die **Feder** dienen der Optimierung des Geräuschverhaltens.

⁵Oehl/Paul (1990): Bremsbeläge für Straßenfahrzeuge - Entwicklung und Erprobung S. 23.

⁶Reibbeläge werden in drei Hauptgruppen unterteilt: In Europa werden Low Steel (bzw. Corrective Liners), in z. B. den USA Semimet und in Japan NAO (Non Asbest Organics) eingesetzt. Die Zusammensetzung dieser Beläge ist in Breuer/Bill 2004 S. 345 zu finden. In den folgenden Prüfstandsuntersuchungen werden europäische Bremsbeläge verwendet.

⁷Oehl/Paul (1990): Bremsbeläge für Straßenfahrzeuge - Entwicklung und Erprobung S. 23.

⁸Wiaterek (2006): Reibbeläge S. 379.

⁹Als Hammerköpfe werden seitliche Halterarme der Rückenplatte bezeichnet (in Abbildung 2.3 zu sehen, bzw. in Breuer/Bill 2004 S. 103), die das Push-Pull-Prinzip ermöglichen.

Die Anforderungen an die Bremsbeläge werden in die Bereiche der Reibtechnik, des Komfortverhaltens und der physikalischen Eigenschaften gegliedert¹⁰. Jeder Bremsbelag kann dabei immer nur eine Kompromisslösung darstellen. Angestrebt wird, dass möglichst viele Anforderungen gleichzeitig zufriedenstellend erfüllt werden. Alle Anforderungen gleichzeitig optimal zu erreichen ist nach WIATEREK¹¹ nicht möglich, da sie zum Teil widersprüchlich sind.

Für weitere Details und Erläuterungen zu Bremsbelägen wird an dieser Stelle auf OEHL/PAUL¹², BREUER/BILL¹³, BURCKHARDT¹⁴, TREPTE¹⁵ und BRECHT¹⁶ verwiesen.

Den zweiten Reibpartner stellt die **Bremsscheibe** dar. Bremsscheiben werden hohen mechanischen und thermischen Belastungen ausgesetzt. Die kinetische Energie wird beim Bremsen in Wärme gewandelt. Etwa 90 % der Wärme dringt dabei in die Bremsscheibe ein und wird primär durch Konvektion und Wärmestrahlung wieder an die Umgebung abgegeben¹⁷. Weitere Anforderungen sind eine geringe Anfälligkeit auf Umwelteinflüsse wie Wasser und Salze, geringer Verschleiß und hohe Komfoteigenschaften, z. B. geringe Schirmung¹⁸, Schlag und Scheibendickenschwankungen (DTV).

2.1.2 Grundgrößen und -gleichungen

Im vorangegangenen Abschnitt wurden die Komponenten einer Fahrzeugbremse, deren Aufbau und Zusammensetzung sowie die Anforderungen an diese näher erläutert. Das Ziel dieses Abschnittes ist, die in einer Scheibenbremse wirkenden Kräfte und deren Wirkradien zu ermitteln. Das Bremsmoment wird für die Erzeugung der Bremskraft im Reifenlatsch eines Fahrzeugs benötigt. Aus diesem Grund wird mit der Analyse der an einem Bremsvorgang beteiligten Kräfte am Fahrzeug begonnen und ihr Weg über das Rad bis hin zur Bremse verfolgt.

Die an einem Kraftfahrzeug wirkenden Bremskräfte (dargestellt in Abbildung 2.4) lassen sich nach dem Kraftangriffspunkt in zwei Gruppen unterscheiden: Am Radumfang greift die Bremskraft in Form der Reibungsbremskräfte $F_{R,B,v}$ und $F_{R,B,h}$, der Radwiderstandskräfte $F_{R,W,v}$ und $F_{R,W,h}$ sowie die Kräfte des geschleppten Motors an. Die Bremskräfte am Radumfang nutzen den Kraftschluss zwischen den Reifen und der Fahrbahn, dessen Maximum durch den Reibwert μ_R gegeben ist. Ohne Kraftschlussbeanspruchung wirkt die Luftwiderstandskraft $F_{W,L}$, die direkt an der Karosserie angreift. Die Verzögerung eines Kraftfahrzeugs wird somit durch das Einwirken von Bremskräften in Verbindung mit Fahrwiderstandskräften und Triebwerksverlusten erreicht¹⁹.

Der Zusammenhang zwischen den Bremskräften $F_{R,B,i}$ und der durch die Bremse aufgebrachte Umfangskraft F_U ist in Abbildung 2.5 schematisch über ein Momentengleichgewicht am gebremsten, nicht angetriebenen Rad dargestellt. Aus diesem Gleichgewicht

¹⁰Ein Anforderungsprofil an Reibbeläge kann z. B. WIATEREK (2006, S. 374) entnommen werden.

¹¹Wiaterek (2004): Reibbeläge S. 342.

¹²Oehl/Paul (1990): Bremsbeläge für Straßenfahrzeuge - Entwicklung und Erprobung S. 24–40.

¹³Breuer/Bill (2004): Bremsenhandbuch S. 341–351.

¹⁴Burckhardt (1991): Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen S. 239–255.

¹⁵Trepte (2004): Bewertung von Reibwerkstoffen für Fahrzeugbremsen.

¹⁶Brecht (2003): Materialeigenschaften von Reibwerkstoffen.

¹⁷Breuer/Bill (2004): Bremsenhandbuch S. 105.

¹⁸Buschmann/Remfrey (2004): Aufbau und Komponenten von Pkw-Bremsanlagen S. 106.

¹⁹Winner (2004): Kraftfahrzeuge I Kap. 6, S. 21.

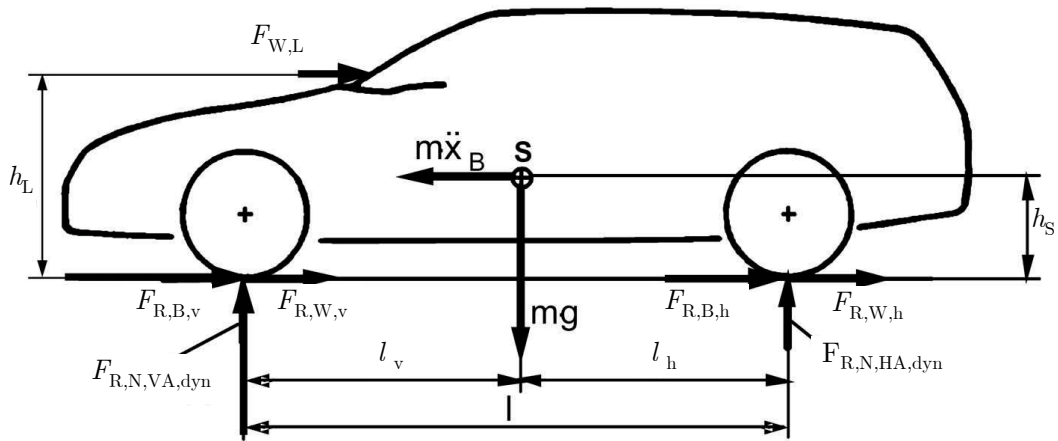


Abbildung 2.4: An einem Fahrzeug angreifende Kräfte während einer Allradbremsung. Quelle: WINNER (2004, Kap. 6 S. 22)

berechnet sich das Bremsmoment mit dem dynamischen Reifenhalbmesser $r_{R,dyn}$ und dem effektiven Reibradius r_{eff} .

$$M_B = F_{R,B} \cdot r_{R,dyn} = F_U \cdot r_{eff} \quad (2.1)$$

Die Radwiderstandskräfte haben auf die weiteren Untersuchungen keinen Einfluss und werden aus diesem Grund vernachlässigt.

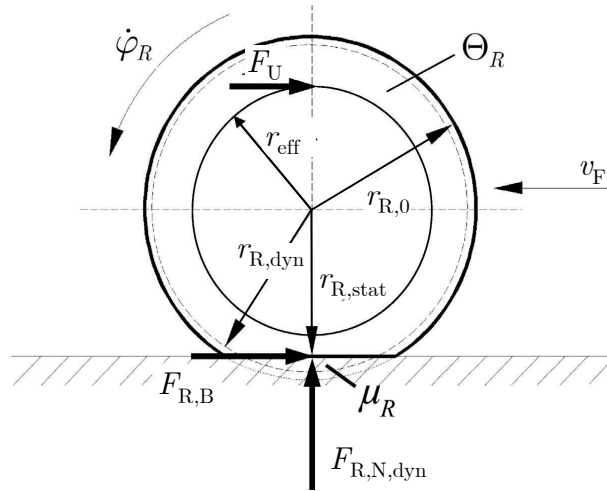


Abbildung 2.5: Momentengleichgewicht am gebremsten Rad. Quelle: WINNER (2004)

Die an der Bremsscheibe angreifenden Kräfte sind in Abbildung 2.6 vereinfacht dargestellt.

Die Kolbenkraft F_K erzeugt über den Wirkungsgrad η^{20} die Spannkraft zwischen den Bremsbelägen und der Bremsscheibe. Über den Reibwert μ_B bewirkt diese an den beiden Reibflächen die Umfangskraft, die mit dem effektiven Reibradius r_{eff} das gewünschte Bremsmoment hervorruft. Folgender Zusammenhang besteht zwischen diesen Größen:

²⁰Erläuterungen, die zu η führen, werden in Abbildung 2.14 ff. gegeben

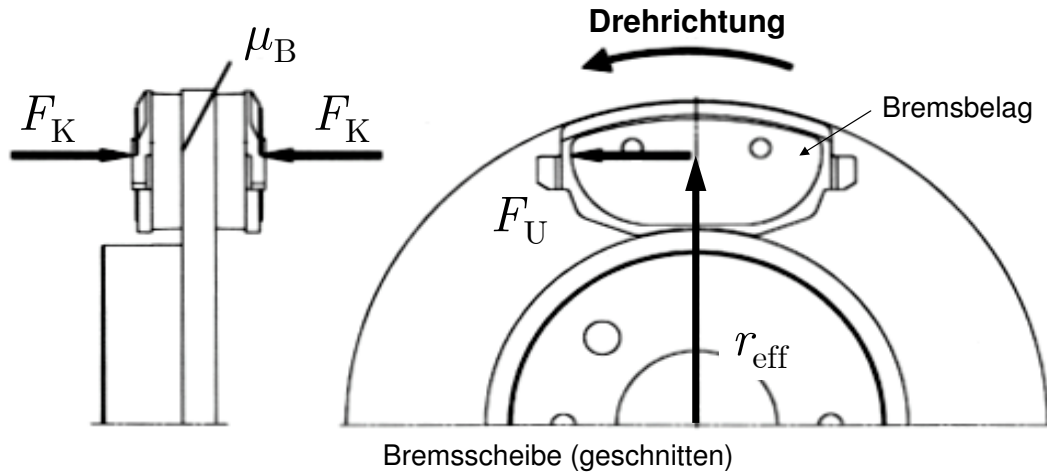


Abbildung 2.6: Kräfte an einer Scheibenbremse (vereinfachte Darstellung). Quelle: angelehnt an PICKENHAHN/STRAUB (2006, S. 70)

$$M_B = F_U \cdot r_{\text{eff}} \quad (2.2)$$

$$F_U = 2\mu_B \cdot F_{\text{Sp}} \quad (2.3)$$

$$M_B = 2\mu_B \cdot F_{\text{Sp}} \cdot r_{\text{eff}} \quad (2.4)$$

$$F_{\text{Sp}} = \eta \cdot F_K = \eta \cdot A_K \cdot p_{\text{hyd}} \quad (2.5)$$

Wenn nun in Betracht gezogen wird, dass außer der Kolbenfläche A_K und dem hydraulischen Druck p_{hyd} sowie dem nur bei Prüfstandsversuchen bekannten Bremsmoment M_B keine weiteren Größen bekannt sind, wird ersichtlich, dass z. B. Änderungen im Bremsmoment der Ursache nicht direkt zugeordnet werden können. Sowohl die Spannkraft (diese kann aufgrund des während des Bremsvorgangs unbekannten Wirkungsgrads η aus dem Bremsdruck nicht berechnet werden) als auch die Umfangskraft und der Reibwert stehen in einem direktem Zusammenhang zueinander. Die einzelnen Größen der Gleichungen 2.2 bis 2.5 bleiben unbekannt.

Im weiteren Verlauf dieses Abschnitts wird die Scheibenbremse näher analysiert und auf Vereinfachungen der Modellvorstellung nach Abbildung 2.6 eingegangen. So wird z. B. in Abbildung 2.6 von einem Wirkradius, dem so genannten effektiven Reibradius r_{eff} ausgegangen. Tatsächlich wirken zwei Radien, die unterschiedlich auf der Kolben- und der Faustseite ausfallen können, wie in Abbildung 2.15 auf Seite 21 gezeigt wird.

Insgesamt kann also eine Fahrzeugbremse mit einer Black Box (Abbildung 2.7) verglichen werden, die als Eingangsgröße den Bremsdruck p_{hyd} und als Ausgangsgröße das Bremsmoment M_B hat. Wie die Zusammenhänge im Inneren dieser Blackbox bestehen, ist weitgehend unbekannt.

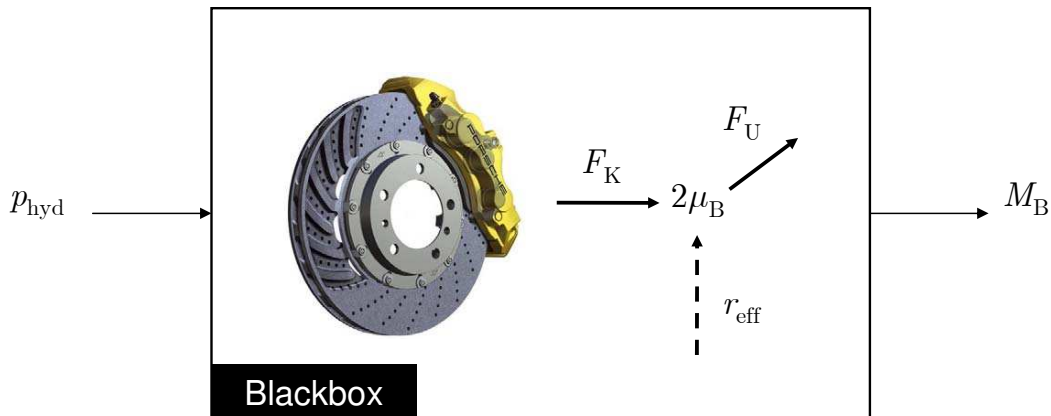


Abbildung 2.7: Darstellung einer Bremse als Blackbox. Fortsetzung in Abbildung 2.19

2.2 Prüf- und Simulationswerkzeuge für Fahrzeugbremsen

Der Entwicklungsablauf von Fahrzeugbremsen wird nach WEISS²¹ wie folgt beschrieben: Konstruktion \Rightarrow FEM-Simulation \Rightarrow Laborversuch \Rightarrow Prüfstandsversuch \Rightarrow Fahrversuch \Rightarrow Freigabe. Dies ist kein stetiger Vorgang, sondern es ist möglich, dass mehrere Iterationsschleifen während der Neuentwicklung einer Bremse durchlaufen werden müssen. Da Fahrversuche mit einem hohen zeitlichen und finanziellen Aufwand verbunden sind²², wird im Vorfeld angestrebt, durch Labor- und Prüfstandsuntersuchungen die Bremse zu analysieren und ggf. weiterzuentwickeln.

Das Ziel dieses Abschnittes ist, zu ermitteln, welche Messgrößen in Serien- und auch Forschungsprüfständen aufgezeichnet werden, welche benötigt, aber nicht gemessen werden können, und welche Probleme daraus resultieren. Weiterhin wird anhand einer Auswahl von Simulationsmodellen von Scheibenbremsen der Bedarf an Messgrößen für die Erstellung und die Validierung dieser Modelle ermittelt.

2.2.1 Serien-Prüfstandsanwendungen

In Tabelle 2.1 sind die nach WEISS²³ am weitesten verbreiteten Bremsenprüfstände und ihre Einsatzgebiete zusammengefasst.

Rollenprüfstände (1) und (2) werden eingesetzt, um die Funktion der Bremse direkt im Fahrzeug zu überprüfen. Ein Reibwertprüfstand (3) dient der Reibbelagindustrie zum Vergleich verschiedener Reibmaterialien. Dafür werden die verschiedenen Materialkompositionen in einer Standardbremse auf Reibwert- und Verschleißverhalten hin untersucht. Das Zusammenspiel mit den weiteren Bremsenkomponenten oder eine Anpassung auf das reale Lastkollektiv sind nicht Gegenstand dieser Untersuchung. Der Schwungmassenbremsenprüfstand (4) ist der Standardprüfstand für die Untersuchung einer Radbremse. Dabei werden die originalen Bremsenkomponenten (Sattel, Scheibe und Beläge) verwendet. Geräuschprüfstände (5) und (6) oder auch NVH- (= Noise, Vibration & Harshness) Prüfstände werden zusätzlich mit Mikrofonen, Beschleunigungsaufnehmern oder Laser-

²¹Weiss (2006): Bremsenprüfstände S. 435.

²²Brunner/Koch (2006): Schwingungen und Geräusche S. 416.

²³Weiss (2006): Bremsenprüfstände S. 435–440.

Tabelle 2.1: Übersicht von Serienprüfständen. Quelle: WEISS (2006, S. 436, Tabelle 29.1)

Nr.	Prüfstandstyp	Aufgabenstellung	Prüfung	Prüfergebnis
1.	Rollen-Bremsprüfstand	Bremsen-Funktionsprüfung bei Kfz-Reparatur und beim TÜV.	Komplette Bremse im zugehörigen Fahrzeug eingebaut.	Bremswirkung: Gut/Schlecht? Kraftverteilung: Links/rechts? VA/HA?
2.	Rollen-Bremsen und ABS-Prüfstand	Bremsen- und ABS-Prüfung am Montageband-Ende.	Komplette Bremse im zugehörigen Fahrzeug eingebaut.	Bremswirkung: Gut/Schlecht? Kraftverteilung: Links/rechts? ABS-Regelung: i.O.?
3.	Reibwert-Prüfstand	Reibmaterial-Qualitätssicherung.	Belagprobe eingebaut in Standardbremse.	Reibwert $\mu_B \approx 0,3$? Reibbelag-Verschleiß?
4.	Schwungmassen-Bremsen-Prüfstand	Funktionsprüfung der kompletten Radbremse.	Bremsscheibe & Sattel, bzw. Trommel, Backen & Bremszylinder am Trägerschild.	Reibwert $\mu_B \approx 0,3$? Funktion & Verschleiß aller Bauteile? Links/rechts?
5.	Schwungmassen-Bremsen-Geräusch-Prüfstand	Noise-, Vibration-, Harshness-(NVH-) Untersuchung, d. h. Geräusche (Quietschen) und Schwingungen (Rubbeln) an der kompletten Radbremse.	Komplette Scheiben- oder Trommelbremse samt Radnabe & Lagerung in der Fahrzeugachse eingebaut.	Funktion der Bremse? Reibung erregt Schwingungen? Resonanzschwingungen an der Bremse und den Achsbauanteilen?
6.	Fahrzeug-Bremsen-Geräusch-Prüfstand	NVH-Untersuchungen, d. h. Geräusche und Schwingungen an der Radbremse im Fahrzeug eingebaut.	Komplettes Kraftfahrzeug mit zugehöriger Scheiben- oder Trommelbremse.	Funktion der Bremse i.O./n. i.O.? Reibung erregt Schwingungen? Resonanzschwingungen der Bremse und deren Übertragung?

vibrometern ausgestattet, um Schwingungen zu detektieren und zu beurteilen. Für eine Beschreibung der Aufbauten und Funktionsweisen wird auf WEISS²⁴ verwiesen.

Die Standard-Prüfabfolge für Bremsenreibwertuntersuchungen wird mit dem „Dynamometer Test to AK-Master“, der auch im SAE-Standard 2522 übernommen worden ist, festgelegt. Erläuterungen und Vorgaben finden sich in der entsprechenden Global Specification²⁵ wieder. Der AK-Master-Test beinhaltet 20 Prüfabläufe, bei denen die Parameter Anfangs- und Endgeschwindigkeit, Bremsdruck, Anfangstemperatur der Bremsscheibe sowie die Anzahl der aufeinanderfolgenden Abbremsungen variiert werden.

In Abbildung 2.8 ist beispielhaft das Ergebnis eines der 20 AK-Master-Prüfabläufe dargestellt. Aufgetragen ist der Reibwert $\mu_{B,AKM}$ sowie die Anfangs- und Endtemperatur über acht Abbremsungen von 80 auf 30 km/h mit einem stufenweise um jeweils 10 bar gesteigerten Bremsdruck. Als Vorgabe gilt eine Anfangsscheibentemperatur von 100 °C. Standardmäßig aufgezeichnet werden die Geschwindigkeit (bzw. Drehzahl), das Bremsmoment, der Bremsdruck und die Bremsscheibenoberflächentemperatur. Zur Kontrolle werden weiterhin die Menge und Feuchtigkeit der Zuluft sowie die Belag- oder Rückenplattentemperatur aufgezeichnet. Größen wie z. B. die Abmessungen der Brems-

²⁴Weiss (2006): Bremsenprüfstände S. 436–440.

²⁵N.N. (2000): Dynamometer Test to AK-Master – Global Specification.

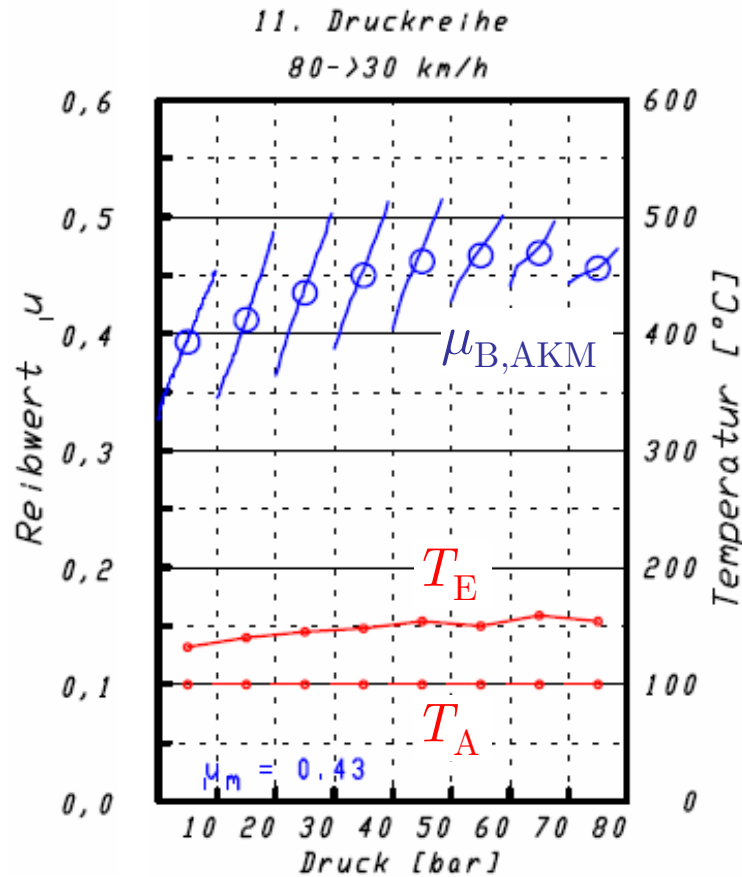


Abbildung 2.8: Auszug aus dem AK-Master. Quelle: TMD Friction Services GmbH

scheibe und des Reifens, die Fläche des Bremskolbens, und die Fahrzeugmasse, die mit der Schwungmasse des Prüfstands nachgestellt wird, werden weitestgehend konstant gehalten und der Reibradius r_{eff} , der Anlegedruck p_0 sowie der Wirkungsgrad η als konstant angenommen.

Als Bewertungsgröße dient der Reibwert $\mu_{\text{B,AKM}}$, der im AK-Master folgendermaßen berechnet wird:

$$\mu_{\text{B,AKM}} = \frac{M_{\text{B}}}{2 \cdot (p_{\text{hyd}} - p_0) \cdot A_{\text{K}} \cdot r_{\text{eff}} \cdot \eta} \quad (2.6)$$

Im Vergleich zu den Gleichungen 2.2 bis 2.5 auf Seite 10, wird für die Berechnung des Reibwerts im AK-Master zusätzlich der Anlegedruck p_0 berücksichtigt. Der Anlegedruck beschreibt den Bremsdruck, bei dem der Kolben die Reibung im Bremsattel überwindet und eine Kraft über den Bremsbelag auf die Bremsscheibe ausübt.

Nach der Global Specification des AK-Masters wird der Anlegedruck p_0 mit 0,5 bar angenommen. Der Wirkungsgrad η wird nach LANGE et al.²⁶ anhand experimenteller Untersuchungen für Faustsattelbremsen mit $\eta = 0,95$ und für Festsattelbremsen mit $\eta = 0,98$ vorgegeben. Der Reibradius r_{eff} wird mit der Strecke vom Bremsscheibenmittelpunkt zum Flächenschwerpunkt der Bremsbeläge festgelegt. Diese drei Werte werden für die Berech-

²⁶Lange et al. (2006): Der μ -Wert – Reibwertbestimmung in Bremssystemen S. 28.

nung des Reibwerts $\mu_{B,AKM}$ als konstant angenommen. LANGE et al.²⁷ schätzen den daraus resultierenden möglichen Fehler und die Fehler, die aus Messungenauigkeiten des Bremsmoments M_B und des Bremsdrucks p_{hyd} resultieren können, ab und beziehen diese auf die Bewertungsgröße $\mu_{B,AKM}$. In Abbildung 2.9 ist das Endergebnis von zehn aufeinanderfolgenden AK-Master-Prüfabläufen (mit gleichen Anfangsbedingungen, bis auf jeweils neue Bremsbeläge aus verschiedenen Produktionslosen) aufgetragen. Auf der Ordinate ist der Durchschnitt des berechneten Reibwerts $\mu_{B,AKM}$ dargestellt. Die Abszisse kennzeichnet die verschiedenen AK-Master-Prüfungen²⁸. Weiterhin geben LANGE et al. für das Fehlertoleranzband einen Wert von mindestens 10 % an²⁹ und zeigen in Abbildung 2.9, dass dieses Band damit größer ist als die ermittelten Reibwertunterschiede.

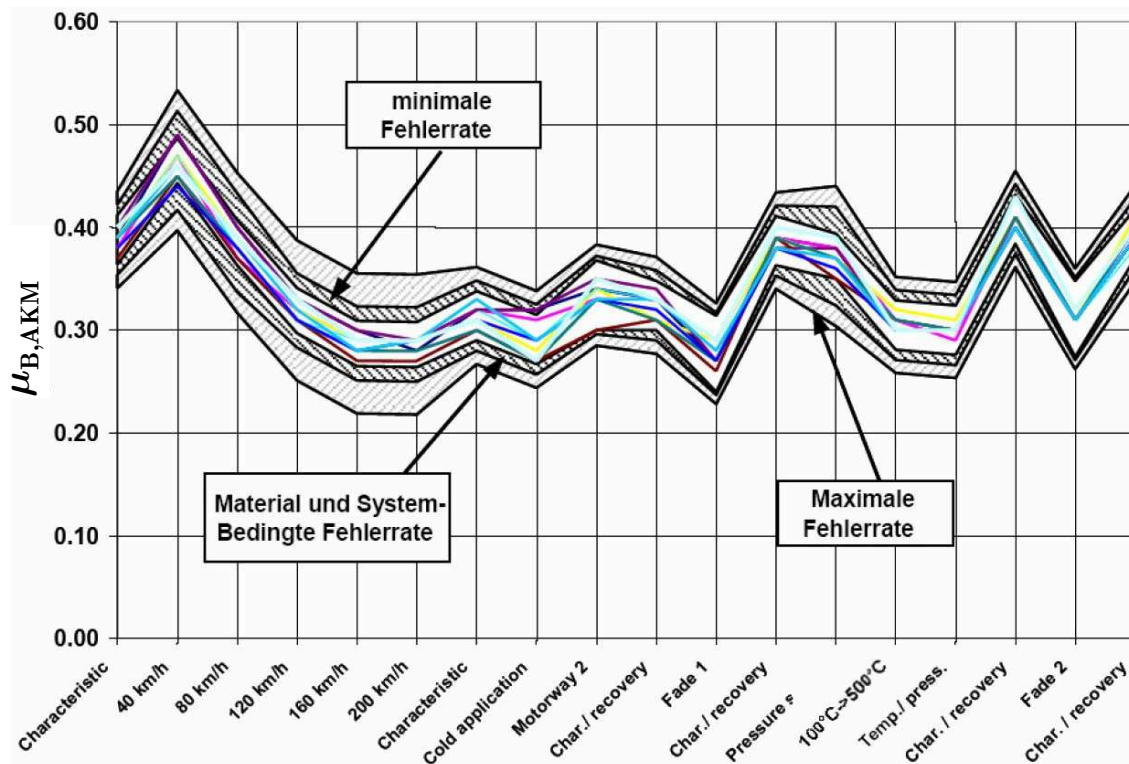


Abbildung 2.9: Kennwerte von zehn AK-Master-Prüfungen (farbiges inneres Band) mit Angabe der minimalen und maximalen Fehlerrate. Quelle: LANGE et al. (2006, S. 32)

Abbildung 2.10 stellt die Einzelfehler bezogen auf den Gesamtfehler dar. Die Einzelfehler sind nach LANGE et al. während einer AK-Master-Prüfung nicht konstant. Bei kleinen Bremsdrücken (in Abbildung 2.10, links) überwiegt der Fehler durch die Bestimmung des hydraulischen Bremsdrucks p_{hyd} , bei stärkeren Abbremsungen (in Abbildung 2.10 ist in der Mitte der relative Fehler einer 0,4g- und rechts eine 0,6g-Abbremsung dargestellt) überwiegt die Ungenauigkeit durch die Annahme eines konstanten Reibradius r_{eff} .

Als **Zwischenfazit** wird festgehalten, dass der mögliche Messfehler während einer AK-Master-Prüfung nach Abbildung 2.9 größer als die Streuung der zu bewertenden Größe,

²⁷Lange et al. (2006): Der μ -Wert – Reibwertbestimmung in Bremssystemen.

²⁸Im Vergleich zu Abbildung 2.8 bedeutet dies, dass der in Abbildung 2.8 angegebene Mittelwert des Reibwerts einer Position in Abbildung 2.9 entspricht.

²⁹Lange et al. (2006): Der μ -Wert – Reibwertbestimmung in Bremssystemen S. 15.

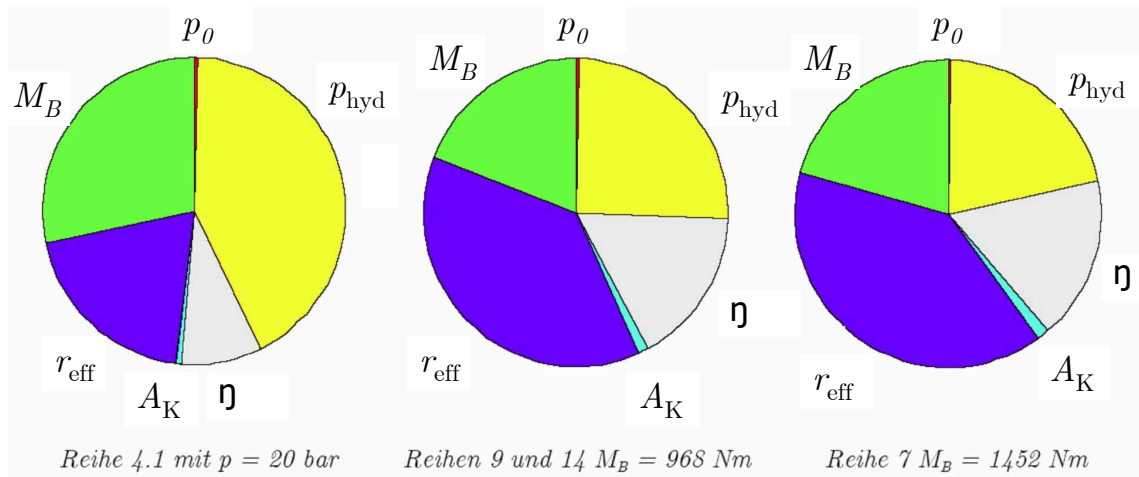


Abbildung 2.10: Einzelfehler in Bezug auf den Gesamtfehler während des AK-Master-Tests. Quelle: LANGE et al. (2006, S. 32)

dem Reibwert $\mu_{B,AKM}$ sein kann. Die größte Fehlerquelle sehen LANGE et al. ab 0,4g-Abbremsungen in der Annahme eines konstanten Reibradius. Unter der Annahme, dass es möglich sei, den Betrag und den Angriffspunkt der Spannkraft während eines Bremsvorgangs fehlerfrei zu messen, würde die Messunsicherheit zur Bestimmung des Reibwerts nach Abbildung 2.10 um ca. 75 % reduziert werden können. Dies kann damit erklärt werden, dass die Größen p_0 , p_{hyd} , η und A_K zurzeit benötigt werden, um den Betrag der Spannkraft abzuschätzen. Mit einer direkten Spannkraftmessung könnte auf diese Größen verzichtet werden. Mit den Angriffspunkten der Spannkraft $r_{Sp,K}$ und $r_{Sp,F}$ könnte weiterhin auf den effektiven Reibradius r_{eff} geschlossen werden. Somit würde als einzige Fehlerquelle nach Abbildung 2.10 die Messunsicherheit des Bremsmoments M_B bestehen bleiben. Um diese Messunsicherheit zu beseitigen, wäre eine gleichzeitige Messung der Umfangskraft sowohl auf der Faust- als auch auf der Kolbenseite erforderlich.

2.2.2 Prüfstandsuntersuchungen und Messgrößen im Bereich der Forschung und Entwicklung

Neben den standardmäßig eingesetzten Prüfständen und Prüfabläufen werden in einer Vielzahl von Forschungsarbeiten spezielle Prüfstände entwickelt oder Standardprüfstände um zusätzliche Messtechnik erweitert. Im Folgenden werden Forschungsprüfständen erörtert, die die Themen Messung von Kräften in einer Scheibenbremse, Bestimmung des Reibwerts μ_B und Untersuchungen von Bremsmomentschwankungen z. B. anhand der Messung von Bremsscheibendickenschwankungen, behandeln.

Für die Analyse des Reibwertverhaltens existieren Prüfstände, mit denen die Reibpaarung Bremsbelag-Bremsscheibe außerhalb der Bremse untersucht werden. Als Beispiel wird der Prüfaufbau mit einem zugehöriger Messschrieb von SEVERIN³⁰ in Abbildung 2.11 dargestellt.

Beschreibung nach SEVERIN: „Die Belagprobe wird unter einer konstanten Anpresskraft auf den metallischen Reibpartner gedrückt. Dieser ruht auf einem Schlitten, der es

³⁰Severin (2001): Klärung der Gesetzmäßigkeiten in technischen Reibpaarungen S. 79.

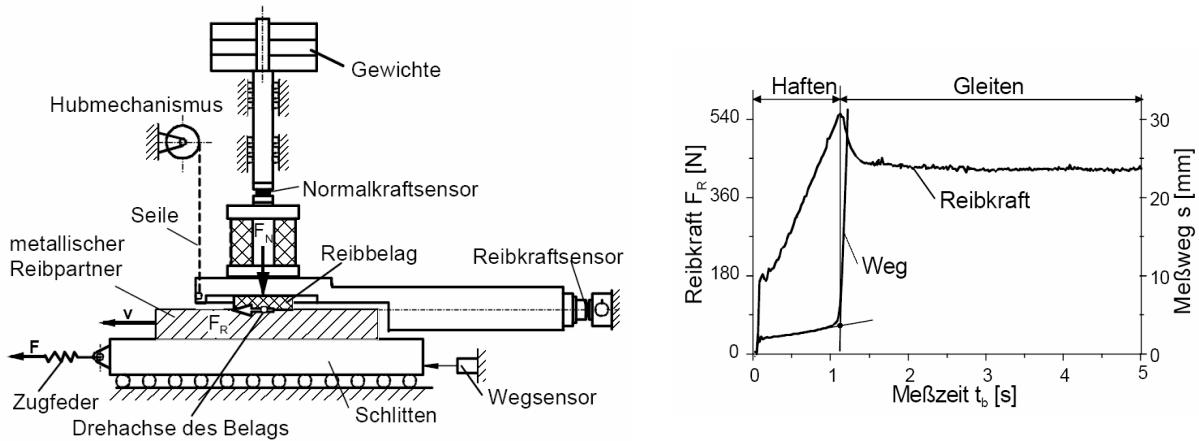


Abbildung 2.11: Messsystem zur Untersuchung des Reibwerts μ_B von SEVERIN (2001, S. 79)

ermöglicht, die Reibkraft langsam und schwingungsfrei aufzubauen. Wird die Haftkraft überschritten, setzt sich der Schlitten in Bewegung. Empfindliche Quarzsensoren messen die Reibkraft F_R und die Normalkraft F_N , um aus beiden die mittlere Reibungszahl bestimmen zu können $\mu = \frac{F_R}{F_N}$ ³¹.

Mit diesem Prüfaufbau können die Normal- und Querkräfte, die auf eine Reibbelagprobe wirken, gemessen werden. Für den Einsatz in einer realen Bremse ist dieser Prüfaufbau nicht entwickelt worden und auch nicht anwendbar. Die Einflüsse durch eine ungleichmäßige Anpressdruckverteilung oder einer Temperaturerhöhung in einer Bremse werden nicht analysiert. Für Beschreibungen weiterer ähnlicher Prüfstände wird auf KLEINLEIN/SEVERIN³² verwiesen.

Eine Möglichkeit der Untersuchung von Bremsscheibendickenschwankungen (vgl. Abbildung 2.21 auf Seite 27) ist die Messung der Dicke und der Lage der Bremsscheibe mit kapazitiven Sensoren während der Durchführung der Versuche. Dieses Prinzip setzte z. B. SCHUMANN ein, der entsprechend Abbildung 2.12 mit sechs Verschleißsensoren (VS1–VS6) und einem Lagesensor (LS) die Bremsscheibe während des Bremsvorgangs vermessen hat.

In Abbildung 2.12 (rechts) wird deutlich, dass mit der hier eingesetzten Sensorik die Bremsscheibe nur neben der Kontaktstelle Bremsbelag und Bremsscheibe vermessen wird. Weiterhin werden die Dickenschwankungen der Bremsscheibe gemessen und nicht die daraus resultierenden Spannkraft- oder Reibradiuschwankungen, die zu einem vom Fahrer spürbaren Kaltrubbeln führen können. Rückschlüsse aus den Dickenschwankungen auf die Kraft- oder Reibradiuschwankungen sind aufgrund des komplexen Systems Bremse schwer zu ziehen³³. SCHUMANN merkt in seiner Arbeit über DTV an, dass eine Spannkraftmessung, besonders eine, die auch während einer Bremsung eingesetzt werden kann, fehlt und er Spannkraft aus Größen wie der Gehäuseverschiebekraft und dem Restmoment abschätzen muss³⁴.

³¹Severin (2001): Klärung der Gesetzmäßigkeiten in technischen Reibpaarungen S. 78.

³²Kleinlein/Severin (2006): Eigenschaften der Reibpaarung im Bremsprozess S.389 – 391.

³³Oehl/Paul (1990): Bremsbeläge für Straßenfahrzeuge - Entwicklung und Erprobung ab S. 28.

³⁴Schumann (2007): Analyseverfahren zur Beurteilung des ungleichförmigen Bremsscheibenverschleißes an Pkw-Scheibenbremsen S. 43 ff..

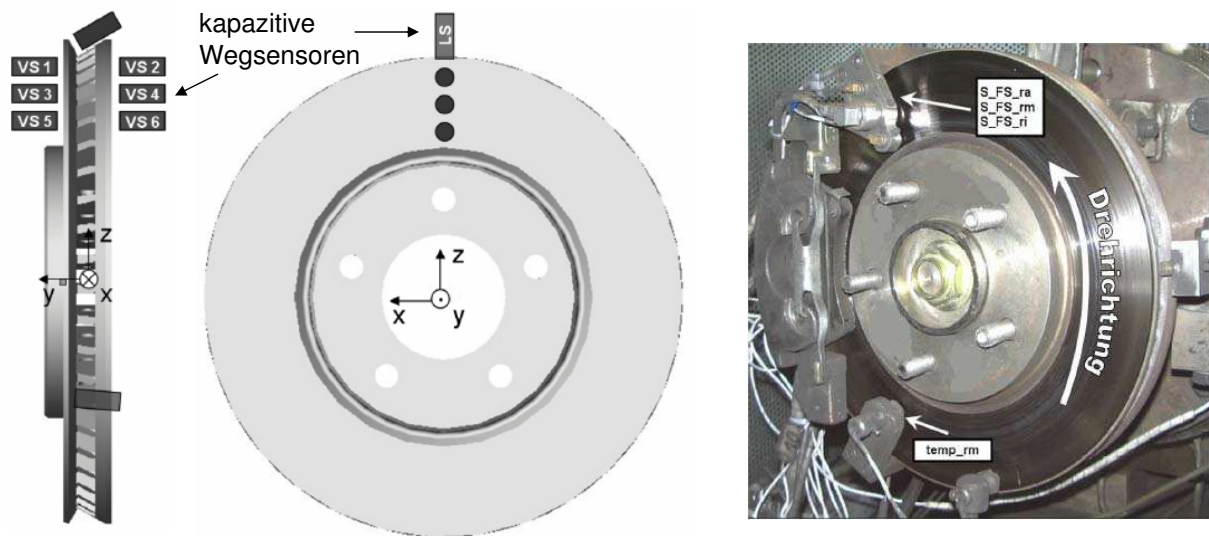


Abbildung 2.12: DTV-Messaufbau für Scheibengeometrie und -lage nach SCHUMANN (2007, S. 95 und 97)

2.2.3 Bedarf an Messgrößen für Modelle und Simulationen

Weitere Untersuchungswerkzeuge in dem Bereich der Bremsenentwicklung sind durch den Einsatz von Bremsenmodellen und die Durchführung von Simulationen gegeben. Unter anderem werden Temperaturphänomene untersucht, wie z. B. die Hotspotbildung und Scheibenschirmung³⁵. Weitere mechanische Modelle existieren im Bereich der Kräfte- und Momentensimulation, sowie deren Auswirkungen in einer Bremse. In Abbildung 2.13 sind unterschiedliche Modellansätze im Bereich der Scheibenbremsen dargestellt.

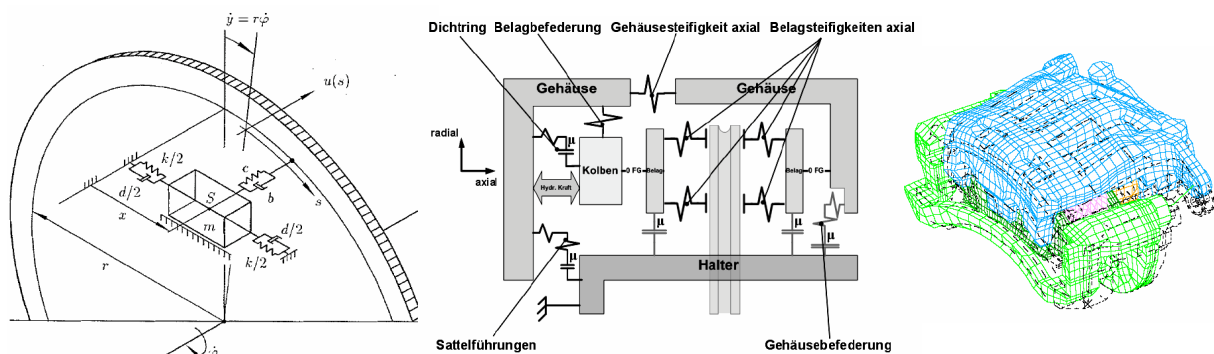


Abbildung 2.13: Auswahl an Simulationsmodellen. rechts: Mechanisches Modell nach SCHMALFUSS (2002, S. 6), Mitte: Mehrkörpermodell nach SCHUMANN (2007, S. 47), links: FEM-Modell nach TAMARI et al. (2000, Folie 6)

³⁵Erläuterungen zu der Entstehung und den Auswirkungen von Hotspots und der Scheibenschirmung folgen im nächsten Abschnitt

SCHMALFUSS³⁶ erstellte mehrere mechanische Modelle mit 1–4 Freiheitsgraden, um Bremsmomentschwankungen zu simulieren. SCHUMANN³⁷ entwickelte ein Mehrkörpermodell, um sich den Kräften an der Kontaktstelle zwischen den Bremsbelägen und der Bremsscheibe zu nähern. TAMARI et. al.³⁸ erarbeitete ein FEM-Modell, um die Anpressdruckverteilung zwischen den Bremsbelägen und der Bremsscheibe zu simulieren.

Weitere Modelle existieren z. B. nach PICKENHAHN/STRAUB³⁹, die Verformungen wie die Sattelaufweitung und Schwingungen in Bremsen untersuchen. TIROVICH/DAY⁴⁰ und ABU BAKER et al.⁴¹ entwickelten FEM-Modelle, um die Anpressdruckverteilung zwischen den Bremsbelägen und der Bremsscheibe abzubilden. HOHMANN⁴² entwickelte ein Simulationsmodell bezüglich des Verschleißes von Scheibenbremsbelägen und LESLIE⁴³ ein mathematisches Modell des Bremssattels für DTV-Untersuchungen.

Ein Simulationsmodell muss validiert sein, um aus den gewonnenen Ergebnissen realistische Prognosen liefern zu können. Dazu werden im Allgemeinen Messgrößen aus einem Experiment mit den Ergebnissen der Simulation verglichen. Wenn die Kontaktzone zwischen dem Bremsbelag und der Bremsscheibe näher untersucht werden soll, ist die Kenntnis über die Anpressdruckverteilung, insbesondere der Betrag und der Angriffspunkt der Spannkraft notwendig. Da Messwertaufnehmer für diese Größen nicht zur Verfügung stehen, müssen Umwege gegangen werden. SCHMALFUSS wählte als Ersatz für das Spannkraftsignal die Messung der Bremsbelagauslenkungen und berechnete die gesuchten Größen über die Steifigkeits- und Dämpfungsparameter der Bremsbeläge. Eine vollständige Übereinstimmung der Amplituden aus der Simulation und der realen Messung konnten damit nicht erreicht werden⁴⁴. Gründe liegen u. a. in den viskoelastischen Eigenschaften der Bremsbeläge, deren Elastizitätsmodul abhängig von der Temperatur und der Belastung (Frequenz, Amplitude & Richtung) ist⁴⁵. OEHL/PAUL⁴⁶ haben hierfür den Begriff des dynamischen Elastizitätsmoduls für Bremsbeläge eingeführt. SCHUMANN wählte den Weg über eine Parametervariationen in einem Bremssattels und erfasste dabei die Gehäuseverschiebekraft und das Restbremsmoment. Mit diesem Modell konnte er sich dem realen Verhalten einer Bremse nähern, stieß aber an Grenzen, die er in seinem Fazit folgendermaßen begründete: „Auch die fehlende Möglichkeit, die Belaganpressdruckverteilung im Betrieb zu messen, trägt dazu bei, dass die Validität des Simulationsmodells nicht ausreichend überprüft werden kann⁴⁷.“

³⁶Schmalfuß (2002): Theoretische und experimentelle Untersuchung von Scheibenbremsen.

³⁷Schumann (2007): Analyseverfahren zur Beurteilung des ungleichförmigen Bremsscheibenverschleißes an Pkw-Scheibenbremsen.

³⁸Tamari/Doi/Tamasho (2000): Prediction of Contact Pressure of Disc Brake Pad.

³⁹Pickenhahn/Straub (2006): Auslegung und Simulation von Pkw-Bremsanlagen S. 85.

⁴⁰Tirovich/Day (1991): Disk brake interface pressure distribution..

⁴¹Abu Baker/Ouyang/Siegel (2005): Brake pad surface topography Part I: Contact Pressure Distribution.

⁴²Hohmann (1991): Simulation von Verschleiß an Scheibenbremsbelägen.

⁴³Leslie (2004): Mathematical Model of Brake Caliper to Determine Brake Torque Variation Associated with Disc Thickness Variation (DTV) Input.

⁴⁴Schmalfuß (2002): Theoretische und experimentelle Untersuchung von Scheibenbremsen S. 121.

⁴⁵Grochowicz (1997): Experimentelle und theoretische Untersuchungen zu Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen an Pkw-Scheibenbremsen S. 76ff.

⁴⁶Oehl/Paul (1990): Bremsbeläge für Straßenfahrzeuge - Entwicklung und Erprobung S. 34.

⁴⁷Schumann (2007): Analyseverfahren zur Beurteilung des ungleichförmigen Bremsscheibenverschleißes an Pkw-Scheibenbremsen S. 123.

2.3 Erweiterte Modellvorstellung einer Scheibenbremse

Im vorangegangenen Abschnitt wurde der Bedarf für die Erfassung weiterer Messgrößen in Scheibenbremse, wie z. B. der Belaganpressdruckverteilung oder des Reibradius, ermittelt. Im Folgenden werden die Ursachen, die zu den notwendigen Vereinfachungen und somit zu den Messunsicherheiten während Prüfstandsuntersuchungen führen, erläutert.

Das Ziel ist, ausgehend von der Modellvorstellung einer Bremse in Abbildung 2.6 und den zugehörigen Gleichungen 2.2 bis 2.5, die zu dem Blackbox-Modell in Abbildung 2.7 führten, eine erweiterte Modellvorstellung zu entwickeln. Dazu werden im Weiteren die wirkenden Kräfte in einer Scheibenbremse detaillierter analysiert.

BURCKHARDT⁴⁸ beschreibt in seiner theoretischen Betrachtung die Anpressdruckverteilung zwischen einem Bremsbelag und der Bremsscheibe. Unterschieden wird dabei in Abbildung 2.14 zwischen geschobenen und gezogenen (= Push-Pull-Prinzip) Bremsbelägen.

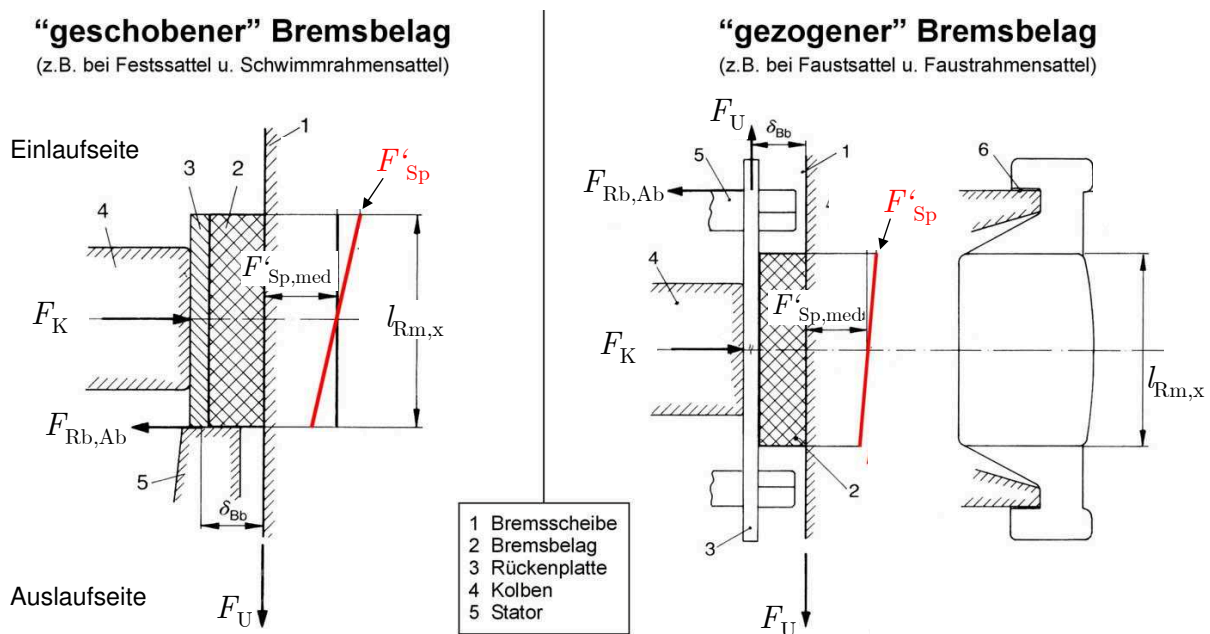


Abbildung 2.14: Anpressdruckverteilung der Bremsbeläge an eine Bremsscheibe. Quelle: BURCKHARDT (1991, S. 196 und S. 201)

In einem Bremsattel muss, unabhängig von der Bauart, die an den Bremsbelägen wirkende Umfangskraft abgestützt werden. Der Kolben (4) drückt mit der Kraft F_K auf die Rückenplatte (3) der Bremsbeläge. Bei reibungsfreier Abstützung würde die Kolbenkraft F_K der Spannkraft F_{Sp} entsprechen und an der Bremsscheibe nach dem Coulombschen Gesetz die Umfangskraft F_U erzeugen. In der Realität tritt dieser Zustand während eines Bremsvorgangs nicht auf, da sich der Bremsbelag, in tangentialer Richtung seitlich am Stator (5) abstützt. Durch die Reibung in axialer Richtung zwischen der Rückenplatte und dem Stator entsteht über den Abstützreibwert μ_{Ab} ⁴⁹ die Reibkraft $F_{Rb,Ab}$:

⁴⁸Burckhardt (1991): Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen Kap. 7.

⁴⁹Sowohl der Stator als auch die Rückenplatte werden im Allgemeinen aus Stahl gefertigt. Somit könnte der Reibwert μ_{Ab} mit 0,1 abgeschätzt werden. Durch die Lackierung der Rückenplatte und auch der teilweise vorkommenden Schmierung dieser Stelle ist dies jedoch nur ein grober Anhaltswert.

$$F_{\text{Rb,Ab}} = F_{\text{U}} \cdot \mu_{\text{Ab}} \quad (2.7)$$

Diese Reibungskraft verringert die resultierende Anpressung des Bremsbelags, da sie der Kolbenkraft F_{K} entgegenwirkt. Damit ergibt sich

$$F_{\text{Sp}} = F_{\text{K}} - F_{\text{Rb,Ab}} \quad (2.8)$$

und es wird deutlich, dass der Betrag der Spannkraft F_{Sp} während eines Bremsvorgangs ungleich dem Betrag der Kolbenkraft F_{K} ist. Diese Spannkraftreduzierung fließt in Gleichung 2.5 auf Seite 10 ($F_{\text{Sp}} = \eta \cdot F_{\text{K}} = \eta \cdot A_{\text{K}} \cdot p_{\text{hyd}}$) in den Wirkungsgrad η ein. Bezogen auf die Belagmitte entsteht am Bremsbelag ein rechtsdrehendes Moment⁵⁰:

$$M_{\text{Bb}} = F_{\text{U}} \cdot \delta_{\text{Bb}} + F_{\text{Rb,Ab}} \cdot \frac{l_{\text{Rm,x}}}{2} \quad (2.9)$$

Daraus resultiert die in der Zeichnung schräg dargestellte Bremsbelaganpresslinienlast F'_{Sp} je mm Reibmateriallänge $l_{\text{Rm,x}}$. Der Schwerpunkt der Anpresslast liegt nicht auf einer Achse mit der der Kolbenkraft, sondern verschiebt sich in Richtung der Einlaufseite⁵¹. Mit Parameter-Annahmen nach BURCKHARDT⁵², mit einer wirksamen Belagdicke $\delta_{\text{Bb}} = 15 \text{ mm}$, einer Reibmateriallänge $l_{\text{Rm,x}} = 90 \text{ mm}$, einem Belagreibwert $\mu_{\text{B}} = 0,4$ und einem Abstützreibwert $\mu_{\text{Ab}} = 0,1$, berechnet sich eine Verschiebung des Angriffspunkts der Spannkraft um 7,5 mm in Richtung der Einlaufseite.

Auch in radialer Richtung wird eine Verschiebung des Kraftangriffspunkts erwartet. Der Bremssattel kann mit einem U-Profil, das die Bremsscheibe umgreift, verglichen werden. Eine Erhöhung des Bremsdrucks führt zu höheren Spannkraften, die unweigerlich zu einer Aufweitung des Bremssattels führen. In Abbildung 2.15 ist links qualitativ die erwartete Aufweitung und die damit verbundene Kraftangriffspunktverschiebung dargestellt. Rechts ist das Ergebnis des spannungsoptischen Kugeldruckverfahrens dargestellt. Einzelheiten zu diesem Messverfahren werden in Abschnitt 3.2 – Stand der Technik und Forschung gegeben. Erwartet wird, dass die Verschiebungen auf der Faustseite größer ausfallen, da die Faustseite bauartbedingt eine geringere Steifigkeit als die Kolbenseite, die direkt mit dem Radträger verschraubt ist, aufweist.

Als **Zwischenfazit** wird festgehalten, dass während einer Abbremsung der Betrag der Spannkraft nicht der Kolbenkraft entspricht und eine Verlagerung der Anpressdruckverteilung in Richtung der Einlaufseite und in Richtung des Bremsscheiben-Außenrands erwartet wird. In Abschnitt 3.2 – Stand der Technik und Forschung, wird gezeigt, dass aktuell keine Messverfahren existieren, die die Anpressdruckverteilung, bzw. den Betrag und den Angriffspunkt der Spannkraft, während eines Bremsvorgangs aufnehmen können.

Als Folge ergibt sich, dass eine Bremse als Blackbox betrachtet werden muss, da eine Änderung der Anpressdruckverteilung zu einer Verschiebung des Reibradius führt. Für die Praxis bedeutet diese Verschiebung, dass eine Schrägabnutzung der Bremsbeläge zu erwarten ist. Dies führt nach BURCKHARDT zu einer geringeren Standzeit und weiterhin zu einer geringeren Leistungsfähigkeit der Bremse. BURCKHARDT begründet dies damit, dass ungleichmäßige Anpressdruckverteilungen zu lokalen Temperaturerhöhungen führen. Sowohl eine örtlich erhöhte Flächenpressung als auch eine Überschreitung einer optimalen

⁵⁰in Bezug auf Abbildung 2.14

⁵¹Definition der Einlaufseite entsprechend Abbildung 0.2 auf Seite XI

⁵²Burckhardt (1991): Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen S. 200.

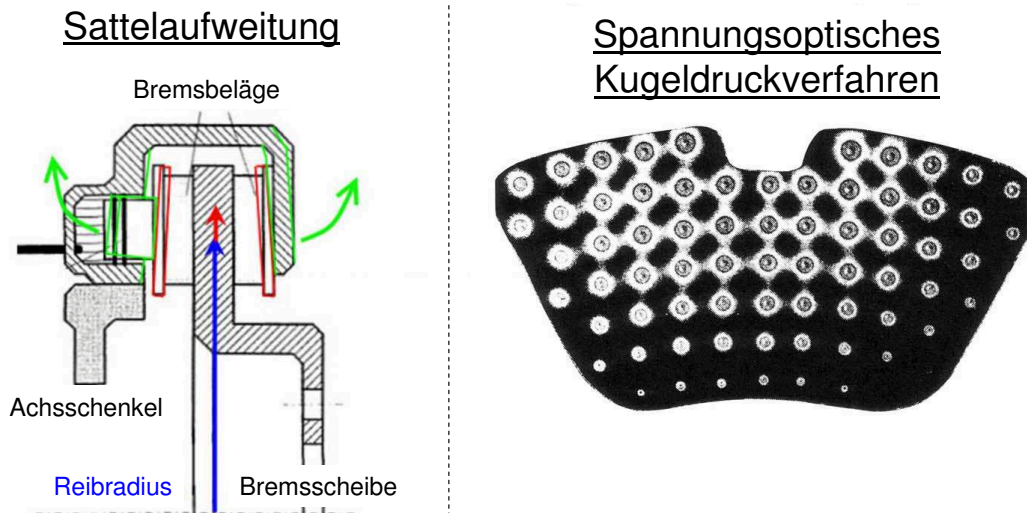


Abbildung 2.15: Aufweiten eines Bremssattels unter Bremsdruck und Vergleich mit dem Ergebnis des spannungsoptischen Kugeldruckverfahrens. Quelle (rechts): BURCKHARDT (1991, S. 208)

Temperatur führen stets zu einer Abnahme des Reibwerts und somit zu einer Abnahme des maximal erzeugbaren Bremsmoments⁵³.

Die Anpressdruckverteilung kann während eines Bremsvorgangs nicht gemessen werden. Allerdings lässt sich über die Messung der Temperaturverteilung der Bremsscheibenoberfläche, die mit Hilfe von Thermokameras oder Thermoscannern erfasst werden kann, die Ungleichverteilung der Energieumwandlung belegen. Teilweise sind deutliche Temperaturunterschiede auf der Bremsscheibe auch ohne Hilfsmittel durch Farbveränderungen der Bremsscheibenoberfläche erkennbar, wie Abbildung 2.16 (rechts) verdeutlicht. Die Temperaturunterschiede über dem Reibring der Bremsscheibe lassen sich nur mit einer ungleichmäßigen Anpressdruckverteilung der Bremsbeläge erklären.

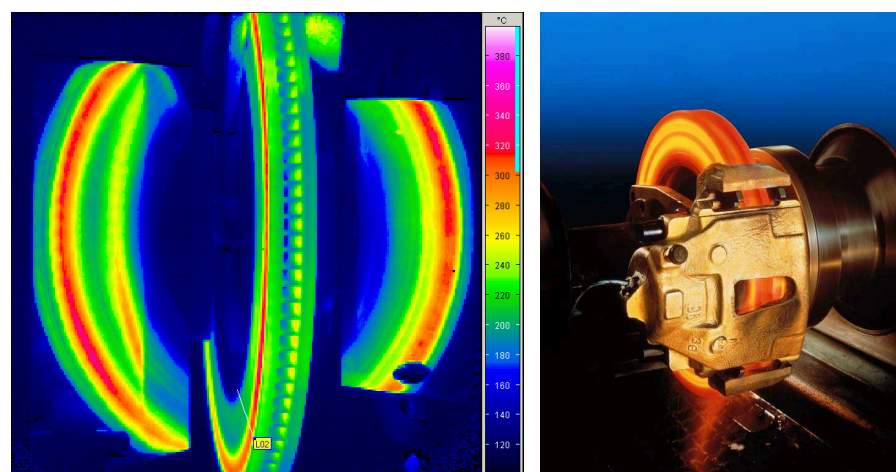


Abbildung 2.16: Temperaturverteilung auf einer Bremsscheibe. Quelle: TMD Friction Services GmbH

⁵³Burckhardt (1991): Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen S. 195.

Zwei weitere Temperatur-Phänomene, die beim Bremsen auftreten, sind Bremsscheibenschirmung⁵⁴ und Hotspot-Bildung. Wie in Abbildung 2.17 dargestellt, können unter Wärmeeinwirkung Verformungen der Bremsscheibe auftreten und die Anpressdruckverteilung beeinflussen. Weiterhin kann eine ungleichmäßige Erwärmung der Bremsscheibe in Form von heißen Flecken auftreten, die als Hotspots bezeichnet werden. Es existieren vielzählige Arbeiten auf dem Gebiet der Hotspotbildung z. B. STEFFEN⁵⁵, KAO et al.⁵⁶, KIM⁵⁷, SURYATAMA et al.⁵⁸, KUBATO et al.⁵⁹. Abschließende Erklärungen, wann und warum diese auftreten, existieren bis heute nicht.

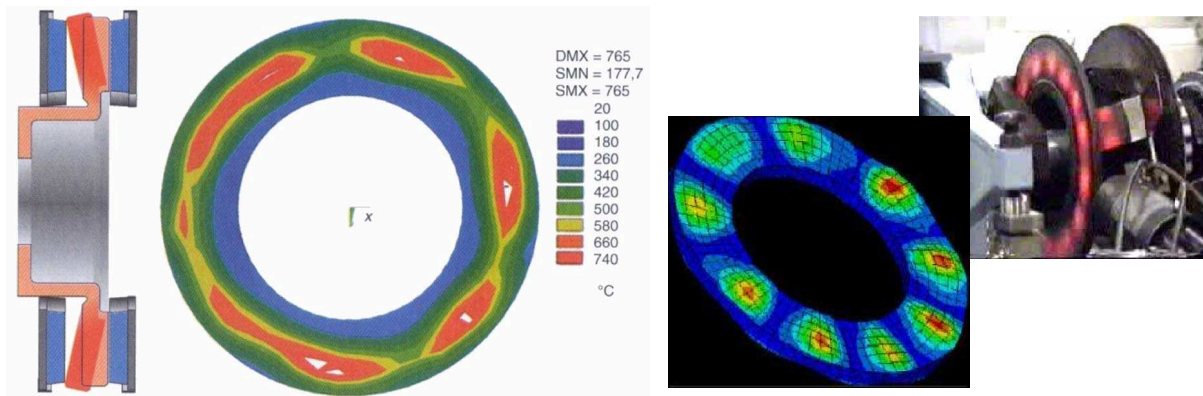


Abbildung 2.17: Bremsscheibenschirmung und Hotspotbildung bei Wärmeeinwirkung in die Bremsscheibe. Quellen: BAUMGARTNER et al. (2004, S. 154)

Die Folge von Hotspots kann das vom Fahrer haptisch und akustisch detektierbare Heißrubbeln sein. Heißrubbeln wird durch die stärkere Ausdehnung des Bremsscheibenmaterials an den heißeren Stellen im Vergleich zum umliegenden Scheibenmaterial ausgelöst und kann somit zu Spannkraftschwankungen führen. Ferner wirken sich die unterschiedlichen Anpressdruck- und Temperaturverteilungen auf den Reibwert zwischen dem Bremsbelag und der Bremsscheibe aus⁶⁰. Reibwertschwankungen führen zu Bremsmomentschwankungen. Der Fahrer kann dies durch ein Wummern sowie durch Bremspedalpulsieren und Lenkraddehlschwingungen wahrnehmen.

Der Reibwert ist das Bindeglied zwischen der Spannkraft und der Umfangskraft. Eine Vorhersage bzw. Berechnung des Reibwerts ist nach dem heutigen Wissensstand nicht möglich⁶¹. In OEHL/PAUL⁶² werden mehrere Theorien erörtert und die reibtechnischen Vorgänge in einer Scheibenbremse als Mischreibung zusammengefasst. Die wesentlichen Gründe für die Schwierigkeit der Berechnung des Reibwerts liegen daran, dass ein Bremsbelag ein Kompositwerkstoff ist, es viele unterschiedliche Betriebszustände gibt und dass sich die Reibpaarung in einem Fahrzeug immer wieder neu konditioniert und somit keine

⁵⁴Inoue (1986): Analysis of Brake Judder caused by Thermal Deformation of Brake Disc Rotor.

⁵⁵Steffen (1998): Untersuchung der Hotspotbildung bei Pkw-Bremsscheiben.

⁵⁶Kao/Richmond/Douarre (2000): Brake disc hot spotting and thermal judder: an experimental and finite element study.

⁵⁷Kim (2003): Computer Aided Analysis and Robust Design of Brake Judder.

⁵⁸Suryatama/Meyland/Hou (2001): Contact Mechanics Simulation for Hot Spots Investigation.

⁵⁹Kubota/Suenaga/Doi (1998): Study on the mechanism causing high-speed brake judder.

⁶⁰Burckhardt (1991): Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen vgl. S. 251.

⁶¹Burckhardt (1991): Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen S. 249.

⁶²Oehl/Paul (1990): Bremsbeläge für Straßenfahrzeuge - Entwicklung und Erprobung S. 4-23.

konstante Reibpaarung vorliegt⁶³.

In Abbildung 2.18 wird beispielhaft der Reibwertverlauf für einen Bremsbelag dargestellt. Zu entnehmen sind die Abhängigkeit des Reibwerts von dem anliegenden Bremsdruck und der Scheibenoberflächentemperatur.

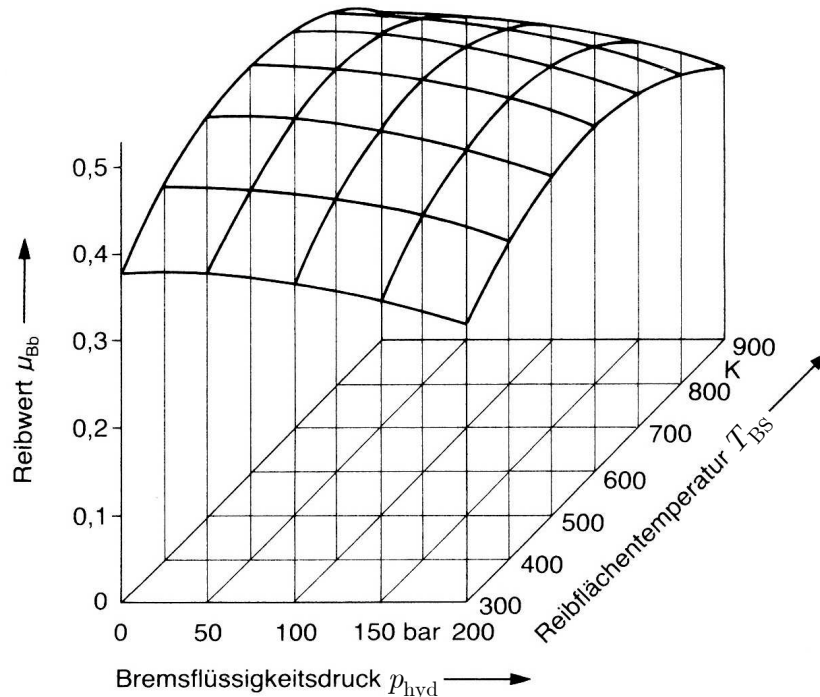


Abbildung 2.18: Abhängigkeit des Reibwerts vom Bremsdruck und der Oberflächentemperatur. Quelle: BURCKHARDT (1991, S. 251)

Zusammenfassend wird festgehalten, dass die an der Bremsscheibe erzeugten Umfangskräfte von den Beträgen und den Angriffspunkten der kolben- und faustseitigen Spannkraft und den Reibwerten zwischen den Bremsbelägen und der Bremsscheibe abhängen. Die Wirkradien von den Angriffspunkten der Spannkräfte zur Drehachse des Rades, bzw. der Bremsscheibe, werden als Spannkrafttradien $r_{Sp,K}$ und $r_{Sp,F}$, bezeichnet. In Abbildung 2.19 sind diese Zusammenhänge graphisch in der erweiterte Modellvorstellung einer Bremse zusammengefasst.

⁶³Breuer/Bill (2004): Bremsenhandbuch S. 341.

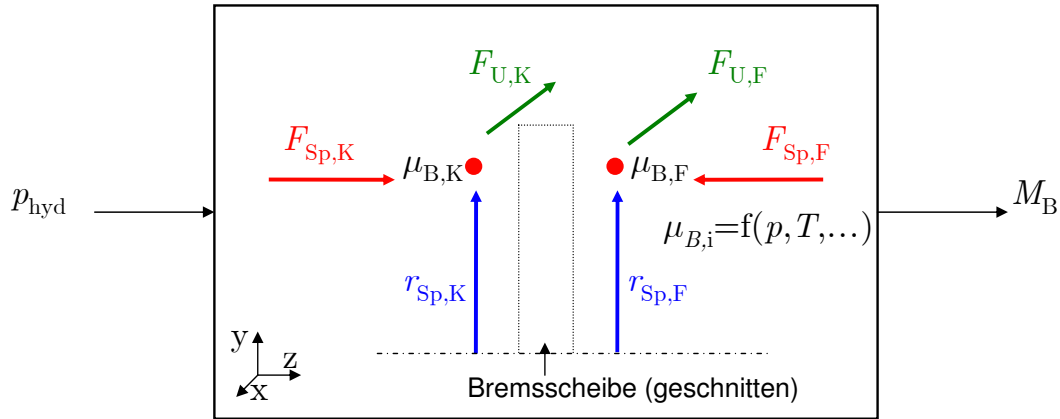


Abbildung 2.19: Erweiterte Modellvorstellung einer Radbremse

Das Bremsmoment der erweiterten Modellvorstellung setzt sich aus dem Moment an der Kolbenseite und der Faustseite wie folgt zusammen:

$$M_B = \mu_{B,K} \cdot F_{Sp,K} \cdot r_{Sp,K} + \mu_{B,F} \cdot F_{Sp,F} \cdot r_{Sp,F} \quad (2.10)$$

In der Modellvorstellung nach z. B. PICKENHAHN/STRAUB⁶⁴ wird vereinfachend nicht zwischen der Faust- und der Kolbenseite unterschieden und das Bremsmoment entsprechend Gleichung 2.4 mit einer Spannkraft, einem Reibradius und einem Reibwert dargestellt:

$$M_B = 2\mu_B \cdot F_{Sp} \cdot r_{eff} \quad (2.11)$$

Dabei wird in Gleichung 2.11 für die Spannkraft F_{Sp} angenommen:

$$F_{Sp} = \frac{F_{Sp,K} + F_{Sp,F}}{2} \quad (2.12)$$

Mit der erweiterten Modellvorstellung ergibt sich entsprechend der Gleichungen 2.10 bis 2.12 für den effektiven Reibradius:

$$r_{eff} = \frac{2 \cdot (\mu_{B,K} \cdot F_{Sp,K} \cdot r_{Sp,K} + \mu_{B,F} \cdot F_{Sp,F} \cdot r_{Sp,F})}{\mu_B \cdot (F_{Sp,K} + F_{Sp,F})} \quad (2.13)$$

Aufgrund identischer Reibgeschwindigkeiten und annähernd gleicher Spannkräfte auf beiden Seiten der Bremsscheibe wird entsprechend des Reibwertverlaufs in Abbildung 2.18, Gleichung 2.13 unter der Annahme $\mu_B = \mu_{B,K} = \mu_{B,F}$ vereinfacht zu:

$$r_{eff, \mu_B = \mu_{B,K} = \mu_{B,F}} = \frac{F_{Sp,K} \cdot r_{Sp,K} + F_{Sp,F} \cdot r_{Sp,F}}{F_{Sp,K} + F_{Sp,F}} \quad (2.14)$$

Unter den gleichen Annahmen vereinfacht sich Gleichung 2.10 zu:

$$M_{B, \mu_B = \mu_{B,K} = \mu_{B,F}} = \mu_B \cdot (F_{Sp,K} \cdot r_{Sp,K} + F_{Sp,F} \cdot r_{Sp,F}) \quad (2.15)$$

⁶⁴vgl. Abbildung 2.6 auf Seite 10

Mit Hilfe der erweiterten Modellvorstellung der Scheibenbremse in Abbildung 2.19 wird nun der Messschrieb eines Bremsvorgangs betrachtet. In Abbildung 2.20 ist der zeitliche Verlauf des Bremsdrucks p_{hyd} und des Bremsmoments M_{B} dargestellt.

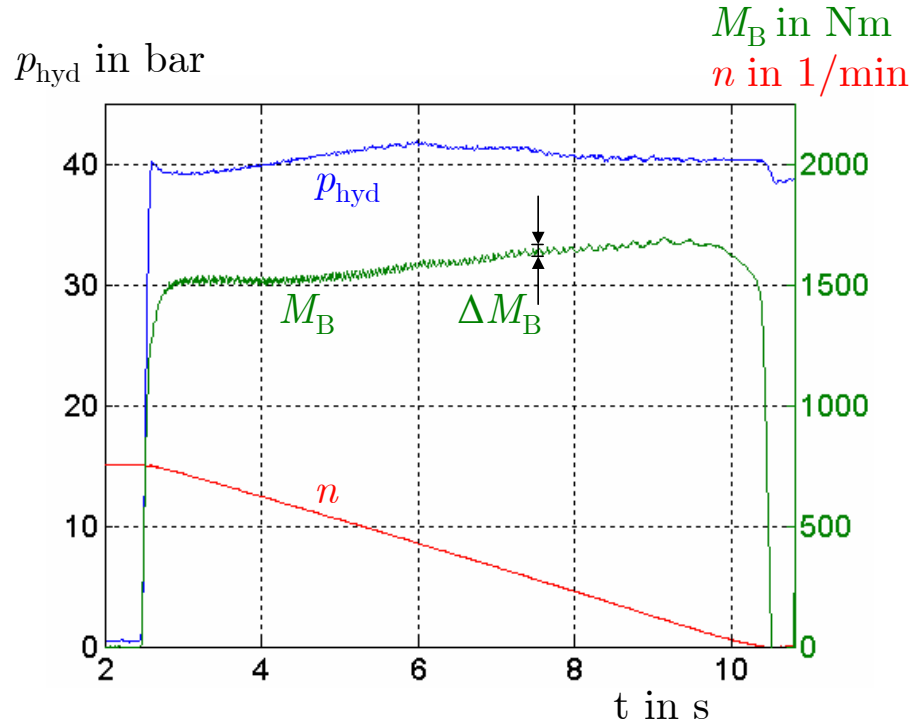


Abbildung 2.20: Verlauf des Bremsmoments M_{B} , des Bremsdrucks p_{hyd} und der Drehzahl n während eines Bremsvorgangs aus 100 km/h (entsprechend ca. 785 Umdrehungen/min)

Zu entnehmen sind Bremsmomentschwankungen ΔM_{B} (in diesem Beispiel pro Scheibenumdrehung in Höhe von ca. 3 %) und, dass der Verlauf des Bremsmoments nicht mit dem Verlauf des Bremsdrucks erklärt werden kann. Das Bremsmoment steigt während dieses Bremsvorgangs bei einem nahezu konstanten Bremsdruck an. Entsprechend der Abbildung 2.19 könnte dies

- an einem Steigen der faust- oder kolbenseitigen Spannkraft $F_{\text{Sp,K}}$ oder $F_{\text{Sp,F}}$,
- an einer Vergrößerung der Spannkrafttradien $r_{\text{Sp,K}}$ oder $r_{\text{Sp,F}}$,
- an einem Ansteigen der Reibwerten $\mu_{\text{B,K}}$ oder $\mu_{\text{B,F}}$, oder
- an einer Kombination von Änderungen – unter Umständen sinkt auch einer der genannten Parameter –

liegen. Die Höhe des Bremsmoments, das auch bei scheinbar gleichen Anfangsbedingungen von Bremsung zu Bremsung variieren kann, ist ein Maß für die Leistungsfähigkeit der Bremsanlage. Die Ursachen der Veränderung des Bremsmoments werden im Allgemeinen, da die einzelnen Größen nicht gemessen werden können⁶⁵, Änderungen des Reibwerts μ_{B} zugesprochen (vgl. Abbildung 2.9).

⁶⁵Der Stand der Technik und Forschung wird in Kap. 3.2 beschrieben.

Entsprechendes gilt auch für die in Abbildung 2.20 auftretenden Bremsmomentschwankungen. Auch hier kann die Ursache in einem oder mehreren der aufgezählten Punkten liegen.

Die gezeigten Bremsmomentschwankungen treten in der doppelten Frequenz der Radrehzahl auf. Die Ursache für diese Form von Bremsmomentschwankungen liegt in Brems Scheibendickenschwankungen^{66,67}. Als Begriff hat sich in der Literatur das Bremsenrubbeln (Kaltrubbeln) etabliert, mit dem Schwingungserscheinungen, die auf eine Anregung von Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen zurückzuführen sind, bezeichnet werden⁶⁸. Dabei handelt es sich um erzwungene Schwingungen von einem bis ca. 40 Hz, die durch Kaltauswaschungen in der Oberfläche des Reibrings der Bremsscheibe⁶⁹ verursacht werden^{70,71,72}. Durch die Änderungen der Bremsscheibendicke erfährt die durch den hydraulischen Druck vorgespannte Bremse eine Spreizwirkung, die sich sowohl in Änderungen der Spannkraft, der Reibradien oder der Reibwerte wiederfinden kann⁷³.

Toleranzen in der Dicke der Bremsscheibe sind durch fertigungstechnologische Grenzen bereits im Neuzustand der Bremsscheibe mit mindestens 5 μm gegeben^{74,75}. Während eines Bremsvorgangs und auch im unbetätigten Zustand der Bremse kann sich die DTV während der Fahrt nach Abbildung 2.21 durch den Kontakt der Bremsbeläge mit der Bremsscheibe und somit lokalem Verschleiß verändern. Scheibenschlag (engl. Lateral Run Out = LRO) kann im gelüfteten Zustand der Bremse zu örtlichem Verschleiß der Bremsscheibe und somit zu Dickenschwankungen und daraus resultierend zu Bremsmoment- und Bremsdruckschwankungen führen. Durch die Verschleißform wird die Anpressdruckverteilung so verändert, dass sowohl Spannkraft- als auch Reibradiusänderungen erwartet werden können. Bremsdruckschwankungen sind primär eine Folge der Brems Scheibendickenschwankungen, da die Spannkraft gegen den hydraulischen Druck der Bremsflüssigkeit abgestützt wird.⁷⁶

Treten Bremsmomentschwankungen in höheren Frequenzen⁷⁷ bis ca. 400 Hz auf⁷⁸, können diese durch die auf Seite 21 beschriebenen Hotspots verursacht werden. Diese Bremsmomentschwankungen werden mit Heißrubbeln bezeichnet und resultieren daraus,

⁶⁶Engel (1998): Systemansatz zur Untersuchung von Wahrnehmung, Übertragung und Anregung brems-
serregter Lenkunruhe in Personenkraftwagen S. 80.

⁶⁷Remfrey/Gruber/Ocvirk (2006): Aufbau und Komponenten von Pkw-Bremsanlagen S. 95.

⁶⁸Schumann (2007): Analyseverfahren zur Beurteilung des ungleichförmigen Bremsscheibenverschleißes an
Pkw-Scheibenbremsen S. 3.

⁶⁹entspricht lokalem Verschleiß der Bremsscheibe

⁷⁰Haigh/Smales/Abe (1993): Vehicle judder under dynamic braking caused by disc thickness variation
S. 250f.

⁷¹Engel (1998): Systemansatz zur Untersuchung von Wahrnehmung, Übertragung und Anregung brems-
serregter Lenkunruhe in Personenkraftwagen S. 10f.

⁷²Grochowiec (1997): Experimentelle und theoretische Untersuchungen zu Bremsdruck- und Bremsmo-
mentschwankungen an Pkw-Scheibenbremsen S. 8f.

⁷³Schumann (2007): Analyseverfahren zur Beurteilung des ungleichförmigen Bremsscheibenverschleißes an
Pkw-Scheibenbremsen S. 4 und S. 28.

⁷⁴Vries (1992): The Brake Judder Phenomenon S. 30.

⁷⁵Okamura/Hasegawa/Heraï (2005): High-Precision Brake Discs to Reduce Judder S. 3f.

⁷⁶Schumann (2007): Analyseverfahren zur Beurteilung des ungleichförmigen Bremsscheibenverschleißes an
Pkw-Scheibenbremsen S. 6.

⁷⁷vgl. Seite 26: Kaltrubbeln, Schwingungen bis ca. 40 Hz

⁷⁸Grochowiec (1997): Experimentelle und theoretische Untersuchungen zu Bremsdruck- und Bremsmo-
mentschwankungen an Pkw-Scheibenbremsen S. 8f.

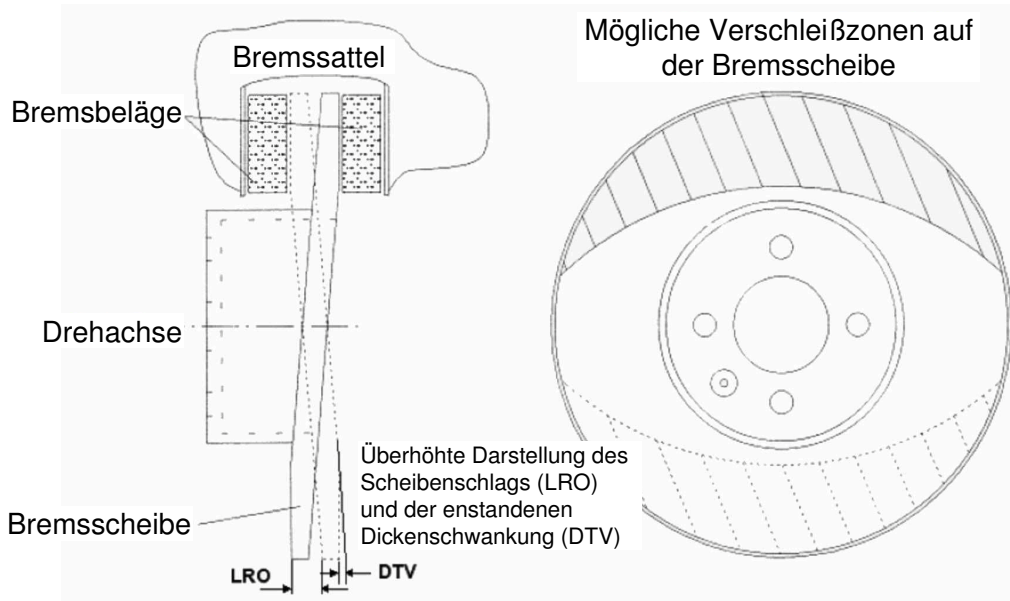


Abbildung 2.21: Zonen lokalen Verschleißes auf der Bremsscheibe durch Fahrten bei unbetätigter Bremse. Quelle: EGGLESTON (1999, S. 4)

dass die dickeren Stellen der Bremsscheibe thermisch stärker belastet werden und sich somit heiße Stellen auf der Bremsscheibe ausbilden und aufgrund lokaler Materialausdehnungen der Bremsscheibe diesen Effekt noch verstärkt wird⁷⁹.

2.4 Fazit und Ableitung der Aufgabenstellung

Im Folgenden werden die Erkenntnisse der vorangegangenen Abschnitte zusammengefasst und daraus die Aufgabenstellung abgeleitet.

Das **Fazit** aus den Grundlagen und der näheren Analyse der Scheibenbremse wird anhand des erweiterten Blackbox-Modells der Scheibenbremse (Abbildung 2.19 auf Seite 24) erläutert. Die Eingangsgröße ist der hydraulische Druck p_{hyd} und die Ausgangsgröße das Bremsmoment M_B . Sowohl mit den vorangegangenen Gleichungen als auch mit dem Messschrieb aus Abbildung 2.20 auf Seite 25 wird gezeigt, dass mit dem Verlauf des Bremsdrucks p_{hyd} der Verlauf des Bremsmoments M_B nicht eindeutig erklärt werden kann.

Die Gründe liegen u. a. darin, dass die Kolbenkraft F_K nicht der Spannkraft F_{Sp} entspricht, eine ungleichmäßige Anpressdruckverteilung zwischen den Bremsbelägen erwartet werden kann und somit der Reibradius r_{eff} ebenso unbekannt wie der Reibwert ist. Weiterhin muss nach der Modellvorstellung der Sattelaufweitung entsprechend Abbildung 2.15 auf Seite 21 von zwei unterschiedlichen Reibradien auf der Kolben- und der Faustseite $r_{\text{Sp,K}}$ und $r_{\text{Sp,F}}$ ausgegangen werden.

Für eine eindeutige Interpretation des Bremsmoments werden daher über den Bremsdruck p_{hyd} hinausgehende Messgrößen benötigt.

Als **Fazit** des Abschnittes „Prüf- und Simulationswerkzeuge für Fahrzeugbremsen“ wird festgehalten, dass eine Vielzahl von Serien- und Forschungsprüfständen existieren, aber in

⁷⁹Burckhardt (1991): Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen S. 151: Eine 28 mm dicke Bremsscheibe dehnt sich bei 800 °C um ca. 0,22 mm aus.

einer Bremse keine Messgrößen aufgenommen werden können, die eine eindeutige Interpretation des Bremsmoments ermöglichen. In der Standardbremsenprüfenauswertung, dem AK-Master, werden eine Vielzahl von Vereinfachungen getroffen, die zu Messunsicherheiten der Bewertungsgröße $\mu_{B,AKM}$ im Bereich von 10 % und höher führen. Insbesondere der Messunsicherheit bei der Bestimmung des hydraulischen Drucks p_{hyd} und den Annahmen eines konstanten Reibradius und eines konstanten Wirkungsgrads werden die größten Fehlereinflüsse zugesprochen⁸⁰.

Für die Erstellung und Validierung von Simulationsmodellen werden weitere Messwertaufnehmer, insbesondere für den Bereich der Reibzone zwischen dem Bremsbelag und Bremsscheibe, benötigt. Das primäre Interesse wird in den beschriebenen Forschungsarbeiten mit der Anpressdruckverteilung zwischen den Bremsbelägen und der Bremsscheibe, bzw. der Beträgen und der Angriffspunkte der Spannkraft während eines Bremsvorgangs angegeben.

Schlussfolgerung: Aus dem ermittelten Bedarf für die Auswertung von Prüfstandsuntersuchungen für die Serienentwicklung und der Erforschung von Scheibenbremsen sowie den Forderungen und Wünschen im Bereich der Simulationsmodellen von Scheibenbremsen wird abgeleitet, dass insbesondere die Anpressdruckverteilung bzw. der Betrag und der Angriffspunkt der Spannkraft zwischen den Bremsbelägen und Bremsscheibe während eines Bremsvorgangs von Interesse sind.

Mit denen in der erweiterten Modellbetrachtung der Scheibenbremse gezeigten Abhängigkeiten der Parameter und den daraus resultierenden Konsequenzen für die Interpretationsmöglichkeiten der Messdaten wird deutlich, dass ebenfalls der Betrag der Spannkraft und die Spannkrafttradien insbesondere für die Interpretation des Verlaufs des Bremsmoments benötigt werden.

Somit wird folgendes **Ziel** abgeleitet:

Entwicklung eines Messwerkzeugs zur Erfassung der Spannkraft zwischen den Bremsbelägen und der Bremsscheibe während eines Bremsvorgangs.

Dabei wird die Messung

- des Betrags der Spannkraft,
- des Angriffspunkts der Spannkraft und somit des Reibradius

angestrebt.

Dieses Werkzeug soll

- gleichzeitig auf der Kolben- und der Faustseite,
- bei stehender Bremsscheibe und während des Bremsvorgangs,
- für große Kraftänderungen (vgl. AK-Master von 0–80 bar),

⁸⁰Lange et al. (2006): Der μ -Wert – Reibwertbestimmung in Bremssystemen.

- kleine Kraftänderungen (vgl. DTV-Messung $\Delta M_B \approx 3,5\%$) und
- universell bzw. übertragbar auf verschiedene (Scheiben-)Bremsen

einsetzbar sein⁸¹.

Zum Abschluss dieser Arbeit soll ein neues Forschungswerkzeug zur Verfügung stehen, mit dem die Spannkraft in einer Scheibenbremse während eines Bremsvorgangs gemessen werden kann.

2.5 Vorgehensweise und Methodik

In Abbildung 2.22 ist die Vorgehensweise für die Erreichung des definierten Ziels graphisch dargestellt. Zur Orientierung sind den jeweiligen Arbeitsschritten die jeweiligen Kapitel- und Abschnitsnummern zugeordnet.

Die angewendete Methodik orientiert sich an den Vorgaben von BIRKHOFFER⁸², die die Vorgehensweise für die Entwicklung neuer Produkte beschreibt. Aus den vorangegangenen Abschnitten wurde abgeleitet, dass eine Spannkraftmessung für die Analyse und Bewertung von Reibvorgängen in Fahrzeugbremsen benötigt wird. Dafür werden zunächst im Projektdefinitionsprozess die Anforderungen und Wünsche an diese Produkte erarbeitet und in einer Anforderungsliste festgehalten. Diese Anforderungsliste dient an mehreren Stellen dieser Arbeit der Bewertung der einzelnen Arbeitspakete. Zunächst findet sie Anwendung bei der Bewertung des aktuellen Stands der Technik und Forschung. In Kapitel 2 wurde der Stand der Technik bezüglich der eingesetzten Messwerkzeuge in Prüfständen in den Bereichen der Serienentwicklung und der Forschung ermittelt. In Kapitel 3 werden mit einer Literatur- und Patentrecherche Verfahren ermittelt, die für diesen Anwendungsfall geeignet sein könnten und anhand der Kriterien der Anforderungsliste bewertet.

Während des Konzeptprozesses wird eine Versuchsbremse ausgewählt, in der die Spannkraftmessung im weiteren Verlauf erprobt wird. Anhand der Versuchsbremse werden u. a. der vorhandene Bauraum und die Höhe der zu erwartenden Kräfte abgeleitet und eine geeignete Sensorik bestimmt.

In der Entwurfsphase werden die ersten Prototypen aufgebaut und weiterentwickelt. Das fertige Produkt wird im Ausarbeitungsprozess kalibriert und für den Einsatz in der Bremse validiert. Mit der Erstellung der Spezifikation dieses Produkts und einer Betrachtung der Gültigkeit und Übertragbarkeit der Ergebnisse ist die Entwicklung des Produkts abgeschlossen.

Anhand von Messergebnissen von Beispielabbremsungen werden die Anwendungsmöglichkeiten und der Nutzen dieses Produkts gezeigt und erläutert.

⁸¹Eine ausführliche Anforderungsliste wird während des Produktentwicklungsprozesses im Kapitel 3 erarbeitet.

⁸²Birkhofer (2003): Skriptum zur Vorlesung Produktentwicklung I Produktentwicklung Teil 1.

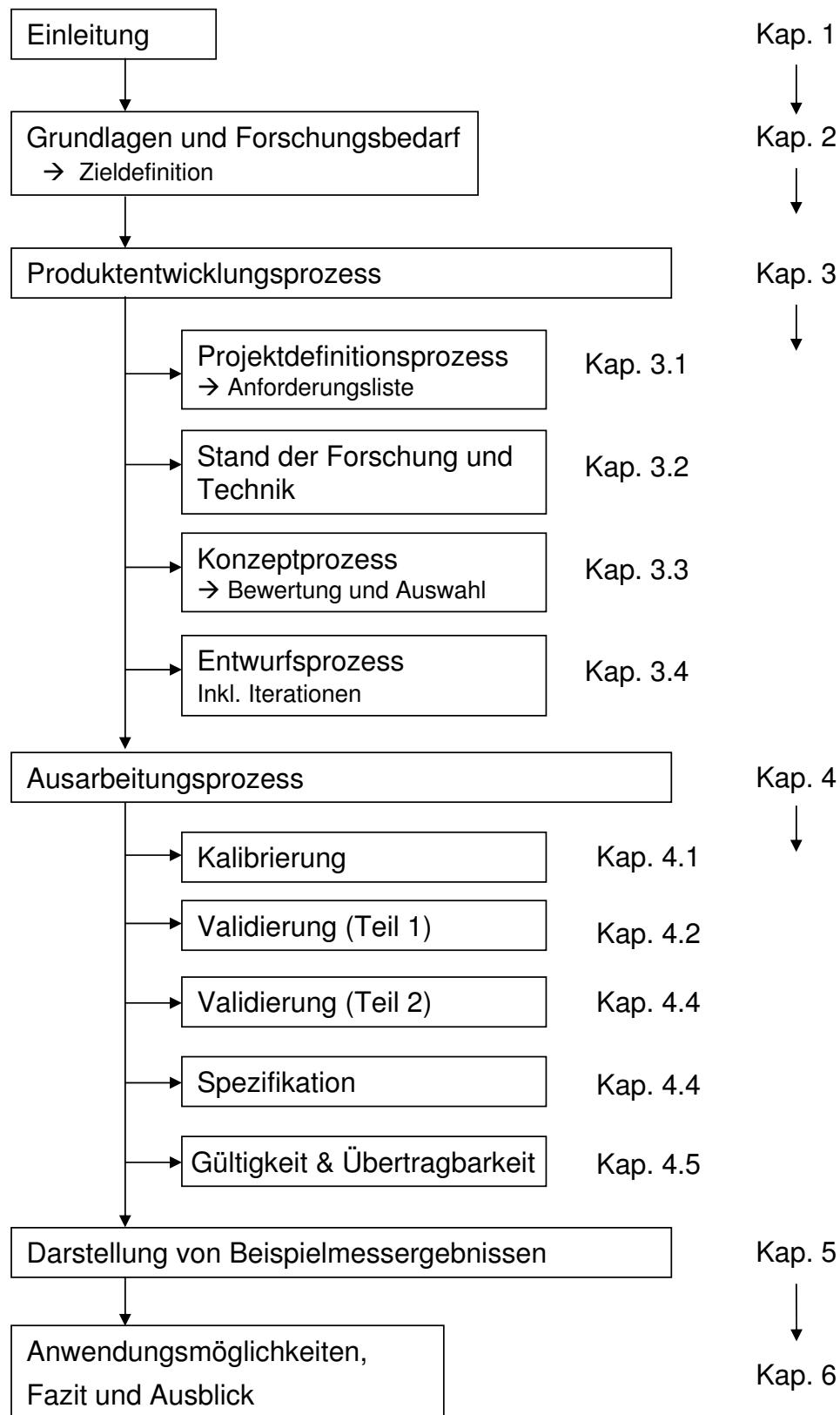


Abbildung 2.22: Methodik des Vorgehens

3 Kraftmessung in einer Scheibenbremse – Produktentwicklungsprozess

3.1 Projektdefinitionsprozess

3.1.1 Zieldefinition

Das Ziel ist die Entwicklung eines Messwerkzeugs, mit dem es möglich ist, die Spannkraft in einer Scheibenbremse auch während eines Bremsvorgangs zu messen.

Durch die Betätigung der Bremse stellt sich eine Anpressdruckverteilung σ zwischen den Bremsbelägen und der Bremsscheibe ein. Dabei soll Betrag, der senkrecht auf die Bremsscheibe wirkenden Größe $F_{Sp,i}$ und die Lage des Angriffspunkts AP_i erfasst werden. Die Strecke zwischen dem Angriffspunkt AP_i und der Drehachse wird als Reibradius $r_{Sp,i}$ definiert. In Abbildung 3.1 sind die zu messenden Größen schematisch dargestellt.

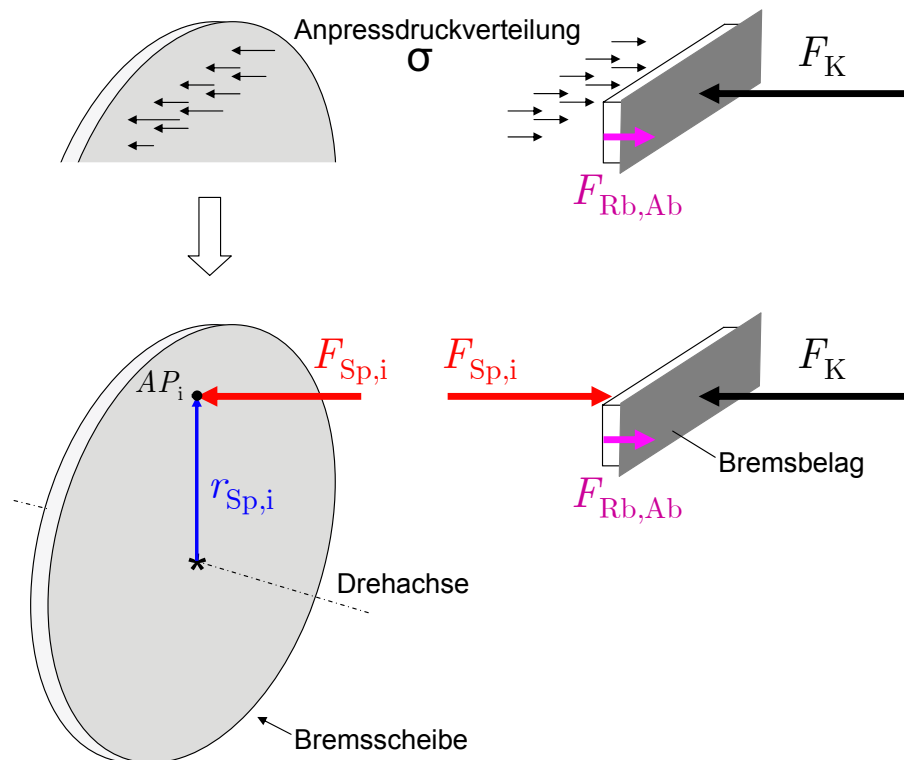


Abbildung 3.1: Modell einer Scheibenbremse mit den zu erfassenden Größen $F_{Sp,i}$ und $r_{Sp,i}$

3.1.2 Ableitung und Konkretisierung der Anforderungen

3.1.2.1 Anhaltswerte für einen Bremsvorgang

Für die Entwicklung eines neuen Produkts müssen zunächst die Anforderungen an dieses definiert und konkretisiert werden. Der erste Schritt ist die Ermittlung der zu erwartenden Kräfte in einer Bremse. Die maximale Bremskraft im Reifenlatsch eines Fahrzeugs ergibt sich über das Maximum des Reibwerts μ_R und die dynamische Radlast G_{dyn} mit:

$$F_{R,B} = \mu_R \cdot G_{\text{dyn}} \quad (3.1)$$

Entsprechend Gleichung 2.1 auf Seite 9 berechnet sich über das Momentengleichgewicht am gebremsten Rad die erforderliche Umfangskraft mit:

$$F_U = F_{R,B} \cdot \frac{r_{R,\text{dyn}}}{r_{\text{eff}}} \quad (3.2)$$

Für eine Abschätzung der Kräfte werden Anhaltswerte für ein Fahrzeug der Oberklasse gewählt. Dabei wird von einer trockenen Straße ausgegangen und die Werte auf eine der Bremsen der Vorderachse bezogen. Mit einer dynamischen Radlast $G_{\text{dyn}} = 750 \text{ kg}$, einem Reibwert $\mu_R = 1$, einem dynamischen Reifenhalmes $r_{R,\text{dyn}} = 0,3 \text{ m}$ einem effektiven Reibradius von $r_{\text{eff}} = 0,15 \text{ m}$ ergibt sich die Umfangskraft an der Bremsscheibe zu $F_U = 15 \text{ kN}$.

Die Umfangskraft wird über Reibung zwischen den beiden Bremsbelägen und der Bremsscheibe erzeugt. Mit einem minimalen Reibwert nach Abbildung 2.18 von $\mu_B = 0,35$ zwischen den Bremsbelägen und der Bremsscheibe ergibt sich nach Gleichung 2.4 für die Spannkraft pro Bremsbelag $F_{Sp} \approx 21,5 \text{ kN}$.

Für die Bestimmung der maximalen Messdauer eines Versuchs wird die Zeit eines Bremsvorgangs mit der maximalen Fahrzeuggeschwindigkeit von $v_F = 250 \text{ km/h}$ und einer negativen Beschleunigung $a_F = -1 \text{ m/s}^2$ (Reibwertausnutzung $\mu_R \approx 0,1$) mit $t_B = \frac{v_F}{a_F}$ zu $t_B \approx 70 \text{ s}$ abgeschätzt.

Somit sind Anhaltswerte bezüglich der Kräfte in einer Scheibenbremse und der Zeitdauer eines Bremsvorgangs ermittelt.

3.1.2.2 Modellvorstellung einer Bremse und Ableitung der Messposition

Nachdem nun die Größenordnungen der Kräfte in einer Radbremse bekannt sind, wird die zu bevorzugende Messposition bestimmt. Dazu wird die Einheit, die den Bremssattel, die -scheibe und die -beläge umfasst, energetisch betrachtet und in einer Funktionsstruktur (Abbildung 3.2) dargestellt¹.

Da das Ziel ist, eine Kraft zu messen, werden nicht wie in Funktionsstrukturen oftmals üblich nur Energieflüsse, sondern auch die Verläufe der Kraftflüsse dargestellt. Rechtecke stellen Teilfunktionen dar, an denen Kräfte oder Energien gewandelt werden. An Dreiecken werden diese getrennt bzw. verknüpft. Mit Kreisen werden Energiespeicher dargestellt.

Die Systemgrenze ist um die Radbremse gelegt. Diese hat als Eingangsgrößen die Kraft F_{HBZ} , die am Hauptbremszylinder auf die Bremsflüssigkeit wirkt, und als Ausgangsgröße die Umfangskraft F_U , die zur Verzögerung des Fahrzeugs führt. Parallel dazu ist die kinetische Energie des Fahrzeugs dargestellt, die zum größten Teil in der Bremse als Ausgangsgröße in thermische Energie umgewandelt wird. Diese beiden Zweige sind mit einer

¹Allgemeine Erläuterungen zu Funktionsstrukturen sind beispielsweise PAHL (2004) zu entnehmen.

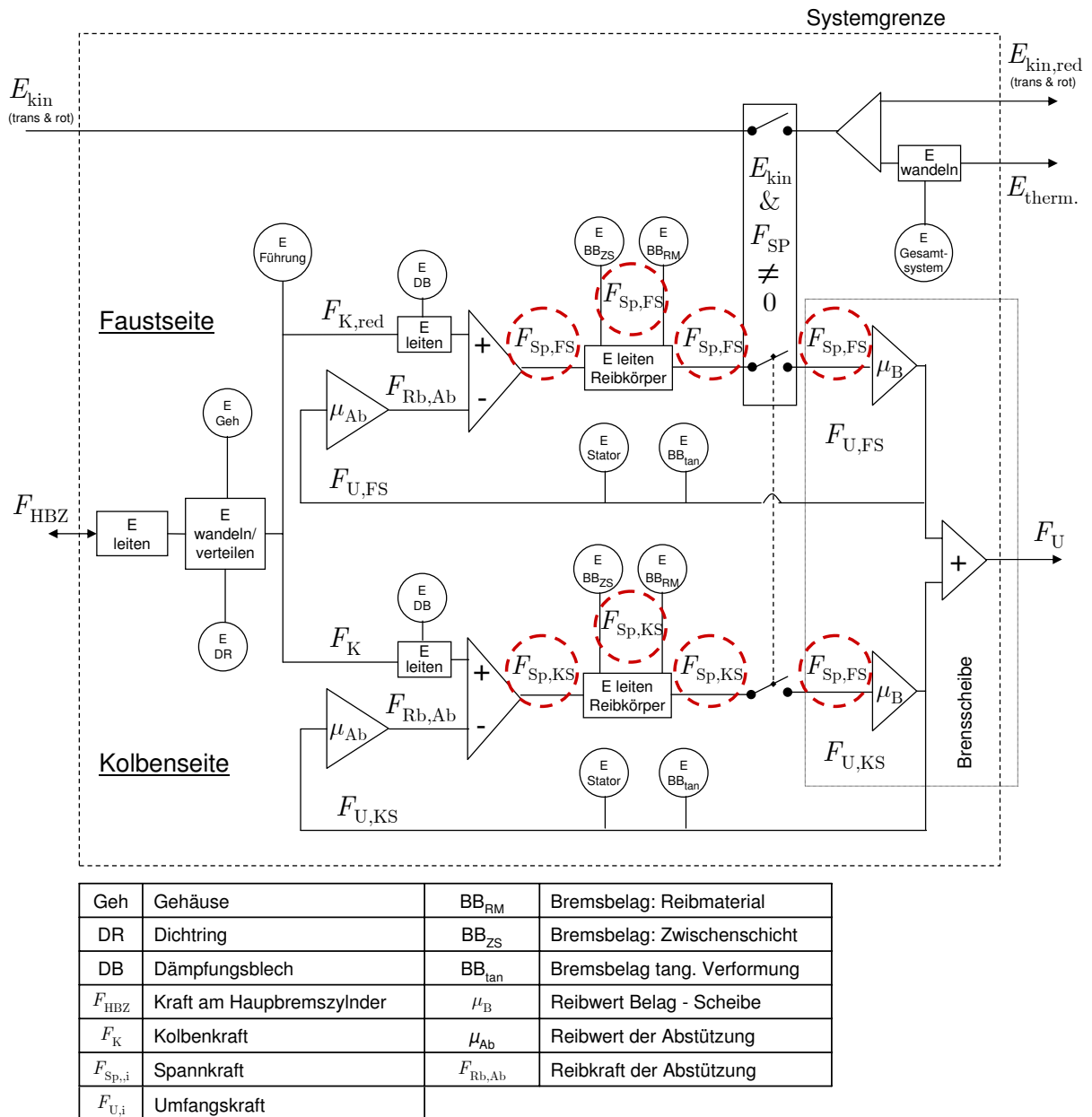


Abbildung 3.2: Funktionsstruktur einer schwimmend gelagerten Bremse

UND-Verknüpfung aneinander gekoppelt, da als Bedingung in einer Bremse gilt, dass das Fahrzeug in Bewegung sein muss UND die Bremse betätigt ist, um die Wandlung der kinetischen Energie in Wärme zu erreichen.

Beginnend mit dem hydraulischen Druck, der über die Bremsleitung in die Druckkammer des Bremssattels eingeleitet wird, wird am Bremskolben die hydraulische Energie in mechanische Energie gewandelt, die die Kolbenkraft F_K erzeugt. Durch Verformungen des Sattelgehäuses (Geh.) und des Dichtrings (DR) wird Energie aufgenommen. Die Kolbenkraft wird durch den Bremssattel auf die beiden Bremsbeläge geleitet. Dabei wird die Kolbenkraft für die Faustseite an den Führungen (bzw. Bushings) durch Reibung reduziert, so dass am faustseitigen Bremsbelag geringere Kräfte als am kolbenseitigen erwartet werden. Das Dämpfungsblech (DB) wird verformt und die Kolbenkraft wirkt auf die Rückenplatte der Bremsbeläge. Über den Reibwert μ_{Ab} zwischen der Rückenplatte und dem Stator (vgl. Abbildung 2.14) führt eine Gegenkraft zur Reduzierung der Kolbenkraft und somit zu der zu ermittelnden Spannkraft. Über die Zwischenschicht (ZS) und das Reibmaterial (RM) wird die Spannkraft an der Bremsscheibe über den Reibwert μ_B in die Umfangskraft F_U gewandelt. Entsprechend Gleichung 3.2 führt die Umfangskraft zur Bremskraft $F_{R,B}$ im Reifenlatsch, die zur Reduzierung der Fahrzeuggeschwindigkeit v_F und somit zu der Reduzierung der kinetischen Energie des Fahrzeugs E_{kin} führt. Durch den Reibprozess entsteht Wärme, die in das Gesamtsystem Bremse und die Umgebung abgeführt wird.

Anhand der Funktionsstruktur wird deutlich, dass die Messposition zur Erfassung der Spannkraft $F_{\text{Sp},i}$ an der Bremsscheibe oder im Reibmaterial des Bremsbelags zu finden ist. Eine Messung der Spannkraft an anderen Positionen, z. B. am Bremskolben, ist nicht möglich. Dies wird graphisch anhand der Kraftflüsse der Spann- und der Umfangskraft in einer Scheibenbremse in Abbildung 3.3 verdeutlicht.

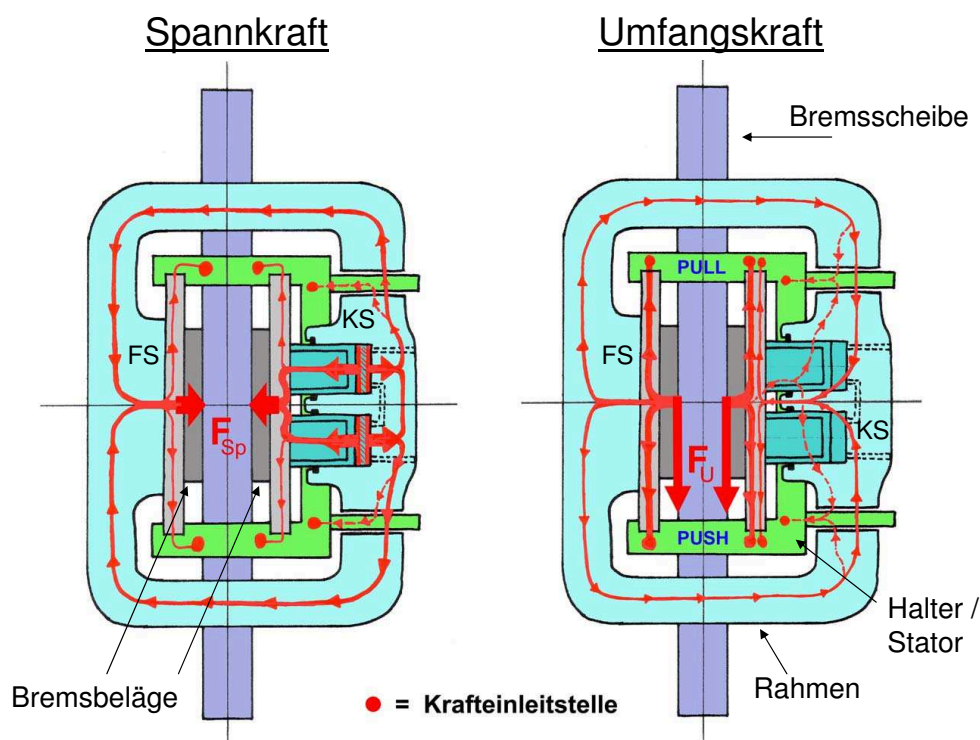


Abbildung 3.3: Kraftflüsse der Spann- und Umfangskraft in einem Faustrahmensattel

Folgende Erkenntnisse und Anforderungen an eine Spannkraftsensorik werden aus der Funktionsstruktur abgeleitet:

- mögliche Messpositionen: im Reibmaterial bzw. in der Zwischenschicht eines Bremsbelags (bevor die Kräfte in die Rückenplatte eingeleitet werden) oder in der Brems-scheibe,
- während eines Bremsvorgangs liegt an der Messposition neben der Spannkraft auch die Umfangskraft an,
- der Betrag der faustseitigen Spannkraft ist geringer als der der kolbenseitigen Spannkraft,
- die Wandlung der thermische Energie führt zur Erwärmung der Bauteile.

Anhand der Auswahlliste in Tabelle 3.1 entscheidet sich, dass die zu bevorzugende Messposition im Bremsbelag im Bereich der Zwischenschicht, d. h. an der Rückenplatte zur Seite der Bremsscheibe zu finden ist. Gegen eine Messung der Spannkraft in der Bremsscheibe spricht, dass eine Vielzahl der Kriterien, die Tabelle 3.1 entnommen werden können, nicht erfüllt werden. Anmerkung zu Tabelle 3.1: + bedeutet: möglich, - bedeutet: nicht möglich, o bedeutet: bedingt möglich.

Tabelle 3.1: Bewertung der möglichen Messpositionen

	Bremsscheibe	Reibmaterial	Zwischenschicht
Signalübertragung	- (rotierend)	+ (stationär)	+ (stationär)
Fläche der Messebene	- ges. Reibring	+	+
Differenzierung KS / FS	o	+	+
Temperaturänderung	-	-	o
Gesamtbewertung	-	o	+

Für die Messung im Bereich der Zwischenschicht spricht, dass die zu erwartenden Temperaturen dort niedriger sind als im Reibmaterial.

Mit der Bestimmung der Messposition wird als weitere Anforderung an eine Spannkraftmessung der Temperaturbereich für dieses Gebiet bestimmt. Die Maximaltemperatur im Bereich der Zwischenschicht kann anhand der Klebereigenschaften, mit denen die Zwischenschicht auf die Rückenplatte geklebt wird, abgeschätzt werden. Je nach Klebersorte können erste Zersetzungserscheinungen ab ca. 300 °C auftreten. Diese Temperaturen werden z.B. bei Fadingtest erreicht². Bei einmaligen Stoppbremsungen aus 100 km/h und einer Bremsscheibe bei Raumtemperatur treten im Bereich der Rückenplatte maximal 90 °C auf³. Somit werden Temperaturen im Bereich der Rückenplatte von bis zu 90 °C als Mindestanforderung für eine Sensorik im Bremsbelag abgeleitet.

²Angabe der TMD Friction Services GmbH

³Eigene Messungen mit einem Thermoelement im Bereich der Klebeschicht bei eingesetzten Bremsbelägen mit max. 2 mm Verschleiß. Vergleich außerdem Abschnitt 4.3.1.3 auf Seite 84.

3.1.3 Modellvorstellungen der am Bremsbelag angreifenden Kräfte und Momente

In diesem Abschnitt werden die auf einen Bremsbelag wirkenden Kräfte und Momente ermittelt. Die Einflüsse bzw. Auswirkungen werden auf die festgelegte Messposition im Bereich der Zwischenschicht bezogen, die im Folgenden als Messebene bezeichnet wird.

Bei einer **stehenden Bremsscheibe** bewirkt eine Erhöhung des Bremsdrucks p_{hyd} nach Abbildung 2.15 eine Aufweitung des Bremssattels.

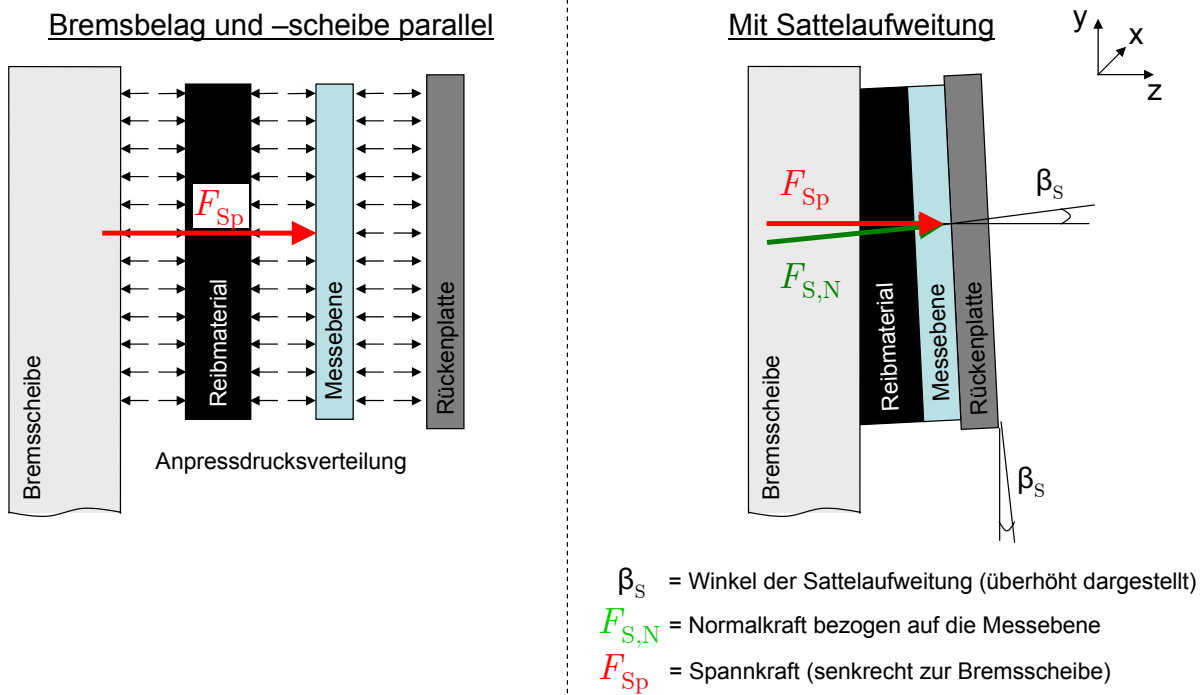


Abbildung 3.4: Einfluss der Sattelaufweitung

Die Sattelaufweitung bewirkt, dass Parallelitätsabweichungen zwischen der Bremsscheibe und der Messebene auftreten können. Eingezeichnet sind in Abbildung 3.4 die Spannkraft und eine zur Messebene senkrechte Kraft. Eine Messung der Spannkraft in Normalkraftrichtung der Messebene könnte zu einer Messabweichung führen, die quantifiziert werden muss.

Schlussfolgerungen: Der Winkel der Sattelaufweitung und die daraus resultierende Messabweichung müssen bestimmt werden.

Anmerkung: Eine parallele Anordnung der Rückenplatte der Bremsbeläge zur Bremscheibe liegt nach Angaben eines Bremssattelherstellers⁴ bei Bremsen bei ca. 30 bar Bremsdruck vor. Dadurch wird ein gleichmäßiger Verschleiß der Bremsbeläge erzielt.

Während eines **Bremsvorgangs** treten noch weitere sich teilweise überlagernde Belastungen auf die Bremsbeläge und somit die Messebene auf. Entsprechend Abbildung 2.14 wird beim Bremsen eine Verschiebung der Anpressdruckverteilung in Richtung der Einlaufseite erwartet. Das Maximum wird an der Einlaufseite erwartet und führt somit zu einer

⁴Sattelhersteller: Continental Automotive Systems, Frankfurt

Verkipfung der Bremsbeläge um die y-Achse. DOI et al.⁵ beschreibt eine Relativbewegung der Faust zum Stator der Radbremse, die ebenfalls Auswirkungen bezüglich der Positionierung der Messebene zur Bremsscheibe haben kann. Weiterhin können ungleichmäßiger Verschleiß der Bremsbeläge, DTV und Bremsscheibenschirmung ähnliche Auswirkungen auf die Messebene haben.

Den Herstellern von Bremsätteln sind diese und weitere Phänomene sowie entsprechende Gegenmaßnahmen⁶ bekannt. Ungleichmäßige Anpressdruckverteilung führt zu einem Schrägverschleiß und somit zu kürzeren Standzeiten und einem quatschanfälligeren sowie leistungsschwächeren Bremssystem⁷. Aus diesem Grund wird von den Bremsattelherstellern ein möglichst geringer Schrägverschleiß angestrebt. Bei einem Serienbremsattel kann somit von einem geringen Einfluss auf die Messebene und damit von geringen Messabweichungen ausgegangen werden. Da der Einfluss aber nicht bekannt ist, wird als **Schlussfolgerung** gefordert, dass der Einfluss auf die Messebene durch die Sattelaufweitung bekannt sein muss.

In Abbildung 3.5 ist die durch die Spannkraft resultierende Umfangskraft über der Bremsbelagfläche schematisch dargestellt.

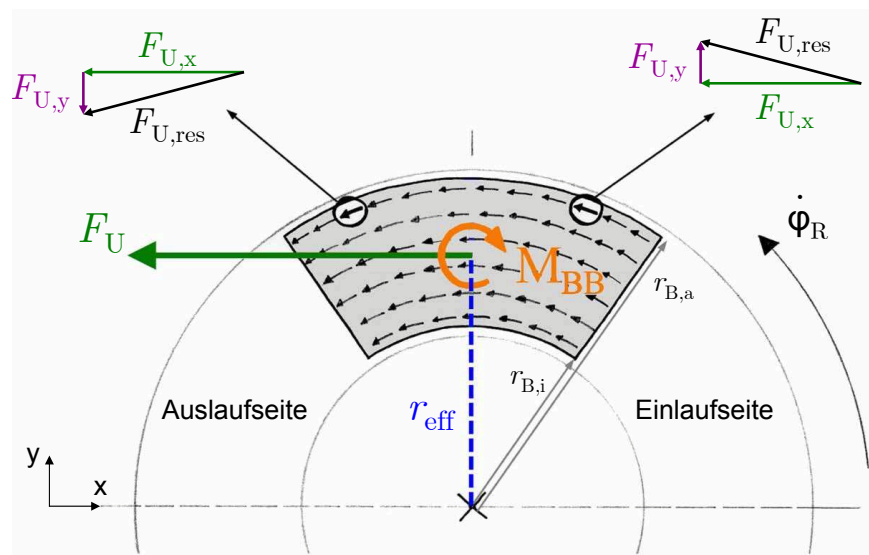


Abbildung 3.5: Modellvorstellung der Umfangskraft

Dieser Abbildung kann entnommen werden, dass in der Messebene sowohl in x- als auch in y-Richtung Querkraften übertragen werden müssen. Weiterhin entsteht ein Drehmoment um die z-Achse. Dieses Moment wird über den Stator und die Faust des Bremsattels abgestützt. Durch Elastizitäten des Bremsattels ist somit eine Verschiebung der Bremsbeläge und damit der Messebene relativ zum Radmittelpunkt – auf den die Spannkraftstrahlen bezogen werden – möglich. Daher lässt sich die **Schlussfolgerungen** ziehen, dass während eines Bremsvorgangs Querkraften in zwei Raumrichtungen auf die Sensorebene wirken. Weiterhin kann eine Verschiebung und Verdrehung der Bremsbeläge nicht ausgeschlossen werden.

⁵Doi/Matsui/Tamasho (2000): Brake judder reduction technology – brake design technique including friction material formulation S. 501.

⁶Burckhardt (1991): Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen Beispiele S. 195 – 238.

⁷Burckhardt (1991): Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen S. 195.

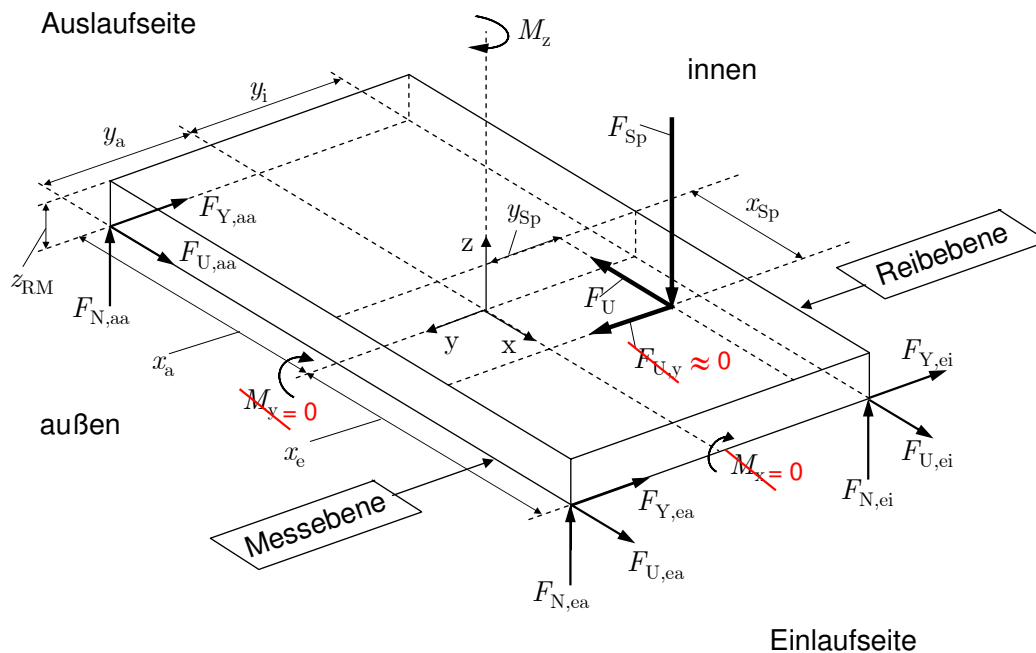


Abbildung 3.6: Modell der an einem Belag angreifenden Kräfte

$$F_{\text{Sp}} = \sum_{z=1}^4 F_{\text{N},z} = F_{\text{N},\text{aa}} + F_{\text{N},\text{ei}} + F_{\text{N},\text{ea}} \quad (3.3)$$

⁸Entsprechend Abbildung 3.5 kann von einer um die y-Achse des Bremsbelags symmetrischen Anpressdruckverteilung ausgegangen werden, die zu einer Vernachlässigung der Kraft $F_{U,y} = 0$ führt.

Für die Bestimmung des Angriffspunkts der Spannkraft in x-Richtung wird ein Momentengleichgewicht um die y-Achse gebildet:

$$x_{Sp} = \frac{(F_{N,ea} \cdot x_e) + (F_{N,ei} \cdot x_e) - (F_{N,aa} \cdot x_a) + (F_U \cdot z_{RM})}{F_{Sp}} \quad (3.4)$$

Für den Angriffspunkt der Spannkraft in y-Richtung gilt analog:

$$y_{Sp} = \frac{(F_{N,ei} \cdot y_i) - (F_{N,ea} \cdot y_a) - (F_{N,aa} \cdot y_a)}{F_{Sp}} \quad (3.5)$$

Für die Bestimmung des Betrags und der y-Koordinate des Angriffspunkts der Spannkraft ist erforderlich, die Normalkräfte an mindestens drei Stellen zu erfassen. Für die Bestimmung der x-Koordinate des Angriffspunkts der Spannkraft ist aufgrund des Abstands zwischen der Mess- und der Wirkebene z_{RM} noch die Kenntnis über die Umfangskraft notwendig. Die Umfangskraft könnte dazu gemessen oder berechnet werden. Mit Gleichung 2.2 ergibt sich für die Umfangskraft

$$F_U = \frac{M_B}{r_{eff}} \quad (3.6)$$

Durch eine Messung der Normalkräfte ist nach Gleichung 3.5 die y-Koordinate der Angriffspunkte der faust- und kolbenseitigen Spannkraft und somit der effektive Reibradius nahezu vollständig bekannt. Der Einfluss der Verschiebung der Angriffspunkte in x-Richtung ist wegen $x_{Sp} \ll r_{eff}$ verschwindend gering. Mit diesem Hintergrund kann die Umfangskraft F_U berechnet und somit mit Gleichung 3.4 die x-Koordinate der kolben- und faustseitigen Angriffspunkte bestimmt werden.

Als **Schlussfolgerungen** wird festgehalten, dass pro Bremsbelag mindestens drei Normalkraftaufnehmer erforderlich sind und dass als Wunsch-Forderung die Messung der Umfangskraft im Weiteren verfolgt wird.

3.1.4 Anforderungsliste

Die durch die Bearbeitung des Projektdefinitionsprozesses ermittelten Anforderungen führen zur Anforderungsliste in Tabelle 3.2. Weitere Anforderungen, auf die bisher nicht eingegangen wurde, werden innerhalb der Anforderungsliste erläutert. Anforderungen werden gegliedert nach Festforderung (= FF), Zielforderung (= ZF) und Wunsch (= W). Falls eine vorgesehene Lösung eine Festforderung (FF) an das zukünftige Produkt nicht erfüllt, so bleibt sie von der weiteren Betrachtung ausgeschlossen. Zielforderungen (ZF) geben an, welcher Wert angestrebt wird und Wünsche (W) sollen nach Möglichkeit erreicht werden, eine Erfüllung ist aber nicht zwingend erforderlich⁹.

Während des Konzeptprozesses dient diese Liste für die Bewertung der möglichen Lösungsprinzipien. Zum Abschluss des Produktentwicklungsprozesses wird die Anforderungsliste mit den Eigenschaften des erreichten Produkts verglichen. Abschließend wird eine Spezifikation erstellt, in der die tatsächlichen Eigenschaften und Einsatzmöglichkeiten aufgelistet werden.

⁹Pahl (2004): Konstruktionslehre - Grundlagen erfolgreicher Produktentwicklung - Methoden und Anwendung S.189.

Tabelle 3.2: Anforderungsliste - Messung der Spannkraft in einer Scheibenbremse.

Nr.	Art	Bezeichnung	Erläuterungen
Produkteinsatz und Funktionen			
1	FF	Anwendung	Prototyp einer Messeinrichtung zur Erfassung der Spannkraft in einer Scheibenbremse
2	FF	Messgrößen	Betrag und Angriffspunkt der Spannkraft
3	FF	Einsatzart	bei stehender Bremscheibe und während des Bremsvorgangs
4	FF	Einsatzort	in Serienbremsen und -prüfständen
5	ZF	Einsatzzweck	innerhalb des AK-Masters und für DTV-Untersuchungen
6	ZF	Dynamik	Messung von quasistatischen Kräften (bis 70 s) und dynamische Kraftänderungen
7	FF	Versuchsbremse	Schwimmsattel aus einem Serienfahrzeug
8	ZF	Kosten	bei Wiederverwendbarkeit der Sensorik nahezu beliebig
Auslegung und Konstruktion			
9	FF	Messposition	in den Bremsbelägen, nahe der Rückenplatte
10	ZF	Messbereich	bis 21,5 kN pro Bremsbelag
11	W	Anzahl	mindestens drei Normalkraftaufnehmer pro Belag
12	ZF	Auflösung	für DTV-Messungen einsetzbar $\Delta M_B \sim 3,5\%$ (Anhaltswert, vgl. Abbildung 2.20)
13	FF	Übersprechen	Querkraften müssen übertragen werden und ihr Einfluss auf die Messsignale bestimmt sein
14	FF	Winkeländerung	Einflüsse durch Nicht-Parallelitäten zwischen der Messebene und der Bremscheibe müssen bestimmt sein
15	FF	Positionsänderung	Die Position der Beläge zur Bremscheibe müssen bestimmt sein
16	W	Umfangskraft	Messung der Umfangskräfte (Alternative: Berechnung)
17	FF	Temperaturbereich	an der Messposition bis 90 °C
18	W	Temperaturbereich	an der Messposition bis 300 °C
19	FF	Übertragbarkeit	der Bremsattel und die -scheibe bleiben unverändert
20	ZF	Übertragbarkeit	Die Gesamtdicke des Bremsbelags soll nicht größer als die des Originalbelags sein. (Vgl. Abbildung 2.14: Die Gesamtdicke beeinflusst die Verschiebung des Kraftangriffspunkts.)
21	ZF	Standzeit	min. 25 % der Reibschichtdicke sollen erhalten bleiben
22	W	Fertigung	mit einer Standard-Werkstattausrüstung möglich
Betrieb			
23	W	Rückwirkung	Die Sensorik soll den Reibprozess nicht beeinflussen
24	ZF	Umgebung	Kühlluft und Bremsstaub sollen ertragen werden können

3.2 Stand der Technik und Forschung

Im folgenden Abschnitt wird analysiert, welche Produkte in dem gesuchten Anwendungsgebiet bereits vorhanden sind, und ob mit diesen die gestellten Anforderungen erfüllt, bzw. diese gegebenenfalls an die Gegebenheiten angepasst werden können¹⁰.

Hierfür werden Produkte in Bezug auf eine Kraftmessung in einer Scheibenbremse in Serienfahrzeugen und im Bereich der Forschung untersucht. Weiterhin werden Patente und Literaturstellen auf mögliche Parallelen zum angestrebten Ziel bewertet.

3.2.1 Spannkraftmessung in (Serien-)Fahrzeugsbremsen

In Pkw, die mit ESP ausgestattet sind, werden serienmäßig Bremsdrucksensoren verbaut. Diese messen in der Hydraulikleitung oder im ESP-Aggregat den hydraulischen Druck der Bremsflüssigkeit. In Bezug auf die Funktionsstruktur wird deutlich, dass mit diesem Signal die Kolbenkraft (abzüglich von Reibungsverlusten in der Druckleitung und im Bremssattel) erfasst werden kann. Die tatsächlichen Spannkraften können über diesen Weg aber nicht gemessen werden.

Seit 2001¹¹ werden vereinzelt Pkw mit elektrischen Parkbremsen ausgerüstet, in denen teilweise Zuspännkräfte gemessen werden. Auf dem Markt befinden sich verschiedene Varianten elektrischer Parkbremsen: Es existieren Seilzugsysteme, bei denen der Handbremshebel durch einen Aktor ersetzt wird und ein Seilkraft- oder ein Wegsensor verbaut werden. Eine weitere Variante ist die direkte Betätigung in einem Kombisattel durch einen Elektromotor. Dabei wird auf eine Kraftmessung verzichtet und stattdessen über die Stromstärke die Spannkraft geschätzt. Es wird dabei von einer Ungenauigkeit von ca. 10 % ausgegangen¹². Alternativ kann auch die Drehzahl des Elektromotors oder ein Positionssensor eingesetzt werden¹³.

In der Entwicklung befinden sich verschiedene elektromechanisch betätigte Bremsen. Nach KÖTH/STRAUB¹⁴ benötigen diese „intelligente“ Sensoren. Nach SCHWARZ¹⁵ könnte aber auch durch eine Motorstrommessung die Spannkraft abgeschätzt werden. In Konzepten wie beispielsweise von DAUSEND/HALASY-WIMMER¹⁶ ist ein Sensor für die Zuspännkraft verbaut. Auch elektromechanisch betätigte Keilbremsen benötigen einen Kraftsensor für die Regelung der Bremse¹⁷. Angaben über die Umsetzung der Spannkraftsensorik werden hingegen nicht gemacht.

Zwischenfazit: Die auf dem Markt und in der Entwicklung befindliche Kraftsensorik für Serienfahrzeuge gibt nur Anhaltswerte für die reale Spannkraft wieder. Für eine Angriffspunktermittlung oder Unterscheidung zwischen der kolben- und faustseitigen Spannkraft wurden sie nicht entworfen und eignen sich dafür auch nicht.

¹⁰Lindemann (2004): Methodische Entwicklung technischer Produkte S. 124.

¹¹Brösicke/Erl/Seeger (2001): Die automatische Parkbremse.

¹²Buschmann/Dausend/Semsch (2006): Elektromechanisch betätigte Bremsen S. 328.

¹³Brösicke (2002): Das Parksystem des neuen 7er BMW S. 5.

¹⁴Köth/Straub (2004): Neue Bremsentechnologien – Vision und Wirklichkeit Folie 25.

¹⁵Schwarz (1999): Bremskraftrekonstruktion bei elektromechanisch betätigten Fahrzeugbremsen.

¹⁶Dausend/Halasy-Wimmer (2002): Alternative Kraftwandlungsgetriebe für eine elektromechanisch betätigte Scheibenbremse.

¹⁷Hartmann/Gombert (2002): eBrake – die mechatronische Keilbremse S. 8.

3.2.2 Spannkraftmessung für Forschungszwecke

BURCKHARDT¹⁸ beschreibt zwei Verfahren zur Spannkraftmessung in Scheibenbremsen. Für die erste Messmethode werden Druckmessfolien¹⁹ der Firma FujiFilm eingesetzt, bei denen sich entsprechend der Pressung eine Rotfärbung einstellt. Dies erlaubt nach einem Vergleich mit einer Referenzfolie oder durch eine Farbtonbestimmung Rückschlüsse auf die Spannkraft. Da die Druckmessfolien keinen Umfangskräften ausgesetzt werden dürfen und auch die Maximaltemperatur auf 35 °C begrenzt ist, ist es nicht möglich, sie während eines Bremsvorgangs zu verwenden. Das zweite Verfahren ist das „Spannungsoptische Kugeldruckverfahren“ der Firma Girling. Dabei wird eine Kunststoffplatte mit einem Kugelkäfig zwischen die Bremsbeläge und die Bremsscheibe gelegt. Nach der Betätigung der Bremse können anhand der Vertiefungen in der Kunststoffplatte Rückschlüsse über die Anpressdruckverteilung gezogen werden²⁰. Ein Resultat des „Spannungsoptischen Kugeldruckverfahrens“ ist in Abbildung 2.15 dargestellt. Beide Verfahren liefern laut BURCKHARDT nur Anhaltswerte und sind ausschließlich bei stehender Bremsscheibe einsetzbar.

Eine Weiterentwicklung der Druckmessfolien sind elektrische Druckmessfolien, z. B. der Firma Tekscan²¹. Zwischen zwei Folien befindet sich drucksensitive Tinte, die ihren elektrischen Widerstand bei zunehmender Pressung verringert. In Abbildung 3.7 sind links zwei für Scheibenbremsen ausgelegte Druckmessfolien und rechts eine mögliche Ergebnisdarstellung während einer Betätigung der Bremse dargestellt. Tekscan gibt für dieses Produkt bei optimaler Kalibrierung und Equilibrierung²² eine Messunsicherheit von ca. 10 % an. Weiterhin dürfen laut Hersteller keine Schubspannungen, in diesem Fall Umfangskräfte, auf die Folien wirken und somit sind sie prinzipiell für eine Spannkraftmessung während des Bremsvorgangs ungeeignet.

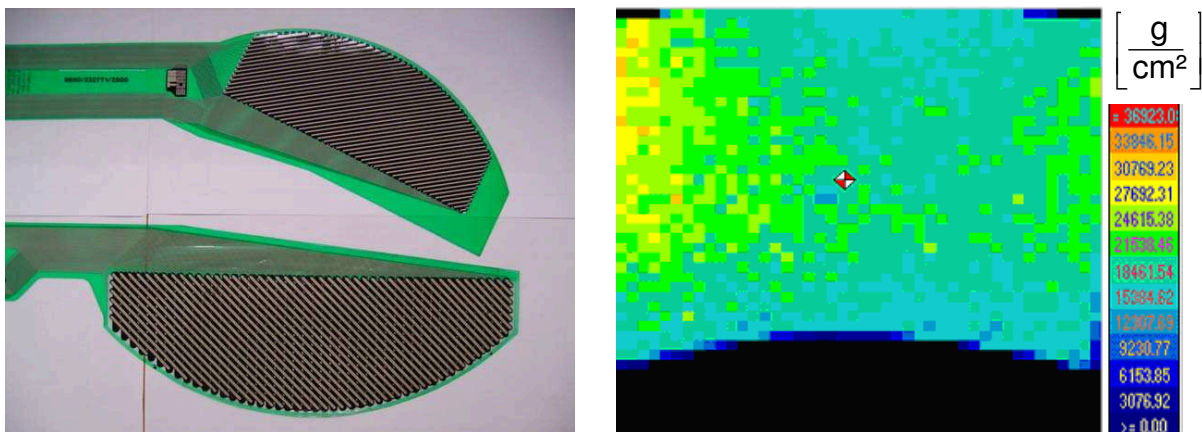


Abbildung 3.7: Links: Elektrische Druckmessfolien für Bremsbeläge. Rechts: Darstellung des Ergebnisses

¹⁸Burckhardt (1991): Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen S. 204–212.

¹⁹Fuji Prescale Film. Datenblatt unter: www.fujifilm.co.jp/prescale

²⁰Tumbrink (1989): Measurement of Load Distribution on Disc Brake Pads and Optimization of Disc Brakes using the Ball Pressure Methods.

²¹N.N.: Tekscan.

²²Während der Equilibrierung muss jede Messzelle mit einem identischen Druck im erwünschten Messbereich beaufschlagt werden.

FIELDHOUSE/ASHRAV²³ beschreiben die Integration einer Druckmessfolie in einen Bremsbelag entsprechend Abbildung 3.8.

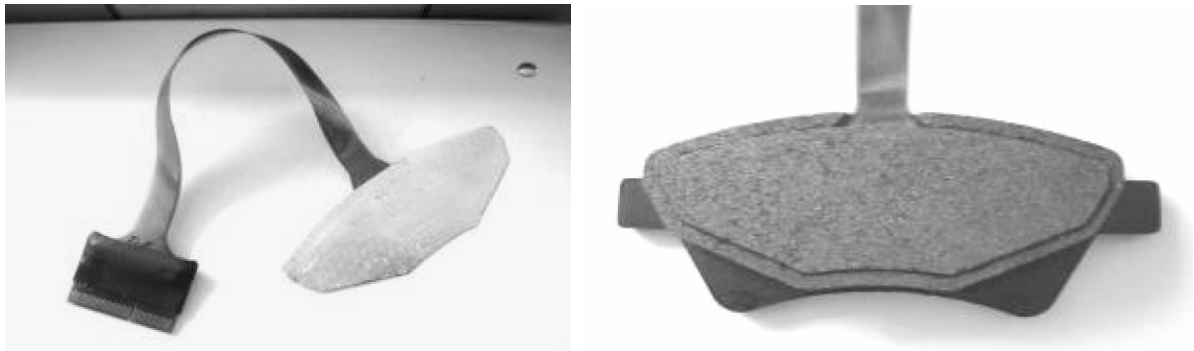


Abbildung 3.8: Links: Elektrische Druckmessfolien befestigt auf einer Metallplatte. Rechts: Bremsbelag mit integrierter Druckmessfolie. Quelle: FIELDHOUSE/ASHRAV (2006)

FIELDHOUSE und ASHRAVs Ziel war die Untersuchung von hochfrequenten Schwingungen bis 20 kHz, dem sogenannten Bremsenquietschen. Sie machen keine Angaben, ob eine Messung der Spannkraft mit dem von ihm verwendeten Werkzeug möglich ist, bzw. welche Genauigkeiten mit diesem Aufbau erreicht werden. Da dieses Werkzeug während eines Bremsvorgangs eingesetzt werden kann und die Anforderungsliste erfüllen könnte, wird es im weiteren als mögliche Lösung betrachtet und in den Konzeptprozess übernommen.

Hinter dem Begriff SmartPads^{24,25} stehen Bremsbeläge mit piezokeramischen Elementen, mit denen Spannkraftänderungen detektiert und unterdrückt werden können. Diese werden aber ebenfalls nur im Bereich des Bremsenquietschens eingesetzt und sind aufgrund der Eigenschaften von Piezokeramiken für die Messung von niederfrequenten bzw. statischen Kräfte und somit für das hier angestrebte Ziel nicht geeignet.

Weitere Werkzeuge zur Erfassung von Spannkraften sind unter dem Begriff der Brems Scheibenersatzstücke zu finden. Beispiele sind in Abbildung 3.9 dargestellt. BILL²⁶ beschreibt für seine Untersuchungen an elektrischen Scheibenbremsen eine solche Vorrichtung zur Spannkraftmessung. Der Aufbau beinhaltet eine DMS-Wägezelle und wird anstelle der Bremsscheibe zwischen die Bremsbeläge gesetzt. Damit ist es möglich, im Stillstand der Bremsscheibe die Gesamtspannkraft zu messen. Nicht möglich sind eine Differenzierung nach Faust- und Kolbenseite, eine Bestimmung des Kraftangriffspunktes und ein Einsatz während des Bremsvorgangs. KLAPPER²⁷ beschreibt ebenfalls ein Bremsscheibenersatzstück zur Bestimmung von Spannkraften, das zusätzlich zwischen den Kräften der Kolben- und der Faustseite unterscheiden kann.

Es existieren noch weitere Varianten von Bremsscheibenersatzstücken, so z. B. mit mehreren Sensoren zur Bestimmung der Anpressdruckverteilung. Sie alle lassen sich aber nur bei stehenden Bremsscheiben, bzw. als Ersatz der Bremsscheibe einsetzen und können so keinen Beitrag zum Erreichen des anvisierten Ziels bieten.

²³Fieldhouse/Ashrav (2006): Measurement of the Dynamic Center of Pressure of a Brake Pad during a Braking Operation.

²⁴Hagedorn/Wagner: SmartPads – Ein neues Werkzeug zur Unterdrückung von Bremsenquietschen.

²⁵Winner/Niemz/Schumann (2006): Die Bremse im mechatronischen Fahrwerk S. 365.

²⁶Bill (1992): Grundsatzuntersuchungen zum Einsatz elektrischer Radbremsen in Personenkraftwagen S. 69.

²⁷Klapper (2004): Steuergerätettest an einem Hardware in the Loop Teststand S. 18.

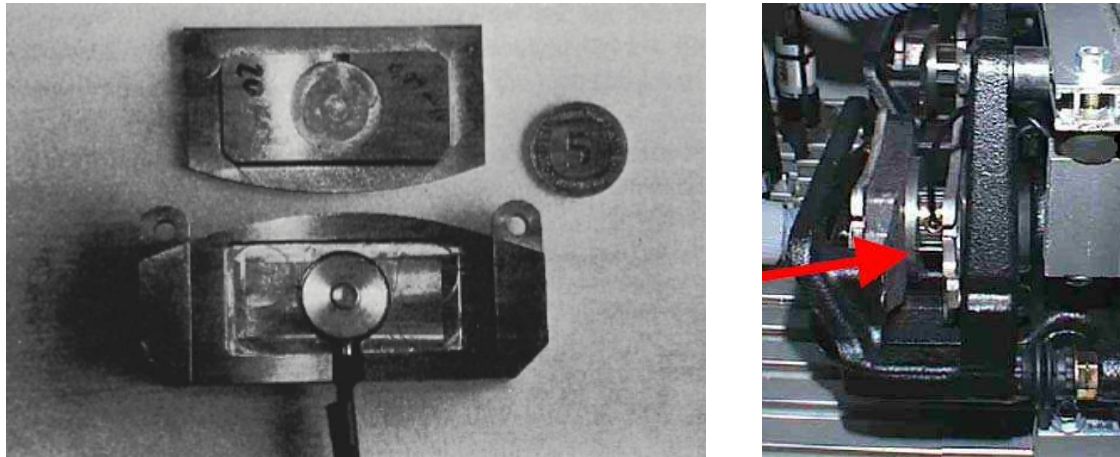


Abbildung 3.9: Bremsscheibenersatzstücke, Quelle links: BILL (1992), rechts: KLAPPER (2004)

Die Firma FGP Instrumentation²⁸ bietet einen Bremsbelaghaltekraftaufnehmer für Eisenbahnbremsen an. Dieser misst die Kraft an drei Punkten und kann sowohl den Betrag als auch die Angriffspunkte der Spannkraft messen. Ein Einsatz während eines Bremsvorgangs ist ebenfalls nicht möglich.

Eine Patentrecherche führte zu insgesamt 31 Patenten bezüglich der Kraftmessung oder -schätzung in Fahrzeugbremsen. Es existieren mehrere Patente auf dem Bereich der Kolbenkraftmessung, z. B. DE 196 53 427 A1, DE 199 58 903 A1, DE 101 51 561 A1, DE 103 07 978 A1, EP 1 531 110 A2 und DE 103 14 449 A1, die mit verschiedensten Sensorprinzipien (DMS, piezoelektrisch, kapazitiv, induktiv ...) im oder am Kolben, bzw. bei elektromechanischen Bremsen im Bereich des Aktuators, die Kolbenkraft erfassen. Weitere Patente beschreiben Erfindungen zur Messung von Kräften in der Faust, bzw. in der Messung der Aufweitung der Faust, um auf die Spannkraft zurückzuschließen. Beispiele sind unter DE 196 53 427 A1 und DE 196 40 995 C1 zu finden.

Die Motivation in der Vielzahl der ermittelten Patente liegt in der Kolbenkraftmessung als Stell- oder Regelgröße für elektromechanische Bremsen. Aus Abbildung 2.14 bzw. aus der Funktionsstruktur (Abbildung 3.2) wird ersichtlich, dass im Kolben die Spannkraft nicht gemessen werden kann. Somit sind diese Messprinzipien für das angestrebte Ziel nicht geeignet.

Zur Übersicht sind die ausgewerteten Patente nach ihrer Anwendung und zeitlichen Entwicklung im Anhang 8.1 dargestellt.

3.2.3 Schlussfolgerung

Als Fazit der Untersuchung des Stands der Technik und der Forschung ergibt sich, dass nur das Messverfahren nach Fieldhouse einen möglichen Lösungsansatz zur Messung der Spannkraft während eines Bremsvorgangs bietet. Aufgrund fehlender Angaben zu diesem Messsystem kann eine Eignung für die Messung der Spannkraft weder bestätigt noch widerlegt werden.

Ansonsten konnte kein Messwerkzeug ermittelt werden, mit dem es möglich ist, die

²⁸Vertrieb unter www.disynet.de Typ: FN 2523

Spannkkräfte während eines Bremsvorgangs zu erfassen. Die Anforderungen aus Tabelle 3.2 können von den ermittelten Messsystemen nicht erfüllt werden. Auch erscheint eine Weiterentwicklung – mit Ausnahme von Fieldhouse – als nicht zielführend, da in keinem der existierenden Konzepte ein Ansatz für die Erfassung der Spannkraft unter gleichzeitig wirkender Umfangskraft und einer Temperaturerhöhung gefunden werden konnte. Somit wird für das Erreichen der gesetzten Ziele mit einer systematischen Neuentwicklung begonnen, wobei das Konzept von Fieldhouse als möglicher Lösungsansatz in den Konzeptprozess übernommen wird.

3.3 Konzeptprozess – Aufbau des Messsystems

3.3.1 Festlegung der Versuchsbremse

Die Anforderungen an das Messsystem wurden allgemein für Scheibenbremsen von Personenkraftwagen aufgestellt. Das Wirkprinzip einer Radbremse, dass eine Spannkraft zwischen den Bremsbelägen und der Bremsscheibe aufgebaut und über Reibung eine Umfangskraft erzeugt wird, ist bei allen Scheibenbremsen gleich. Im Detail unterscheiden sie sich jedoch z. B. in den Abmessungen, den Formen und Materialien der einzelnen Komponenten. Dies erfordert Anpassungen, die speziell auf eine Bremse, bzw. die speziell auf den Bremsbelag mit der integrierten Sensorik abgestimmt werden. Aus diesem Grund wird im ersten Schritt der Konzeptphase eine Radbremse ausgewählt, anhand derer dann der vorhandene Bauraum sowie die maximalen Kräfte, die in dieser Radbremse auftreten können, für die Konzeption des Messsystems ermittelt werden.

In der Anforderungsliste wurde im Punkt 7 als Festforderung (FF) festgelegt, dass ein Schwimmsattel aus einem Serienfahrzeug verwendet werden muss.

Ausgewählt wird ein Faustrahmensattel der Firma Continental mit der Typenbezeichnung 2 FNR A1 42. Dieser Satteltyp wird in einer Vielzahl von Fahrzeugmodellen der Mittel- und Oberklasse eingesetzt²⁹. Die Abmessung der Bremsscheibe und des Stators sowie der Bremsbeläge können dabei den Anforderungen des jeweiligen Fahrzeugs angepasst werden. Die gewählte Radbremse wird im Audi A8 L 6.0 BJ 2006 an der Vorderachse verbaut. In Abbildung 3.10 sind Komponenten dieser Bremse dargestellt.

Die Eckdaten dieser Radbremse sind in Tabelle 3.3 zusammengefasst.

Tabelle 3.3: Eckdaten der eingesetzten Radbremse

Größe	Symbol	Wert	Einheit
Durchmesser der Bremsscheibe	d_{BS}	385	mm
Dicke der Bremsscheibe	b_{BS}	36	mm
Außerer Reibringradius	$r_{B,a}$	190	mm
Innere Reibringradius	$r_{B,i}$	128	mm
Durchmesser der Bremskolben	d_K	42	mm
Anzahl der Bremskolben	–	2	–
Gesamtfläche der Bremskolben	A_K	2770	mm ²
Bremsbelagreiffläche (Neuzustand)	A_B	ca. 56,5	cm ²

²⁹vgl. www.ate-brakes.com

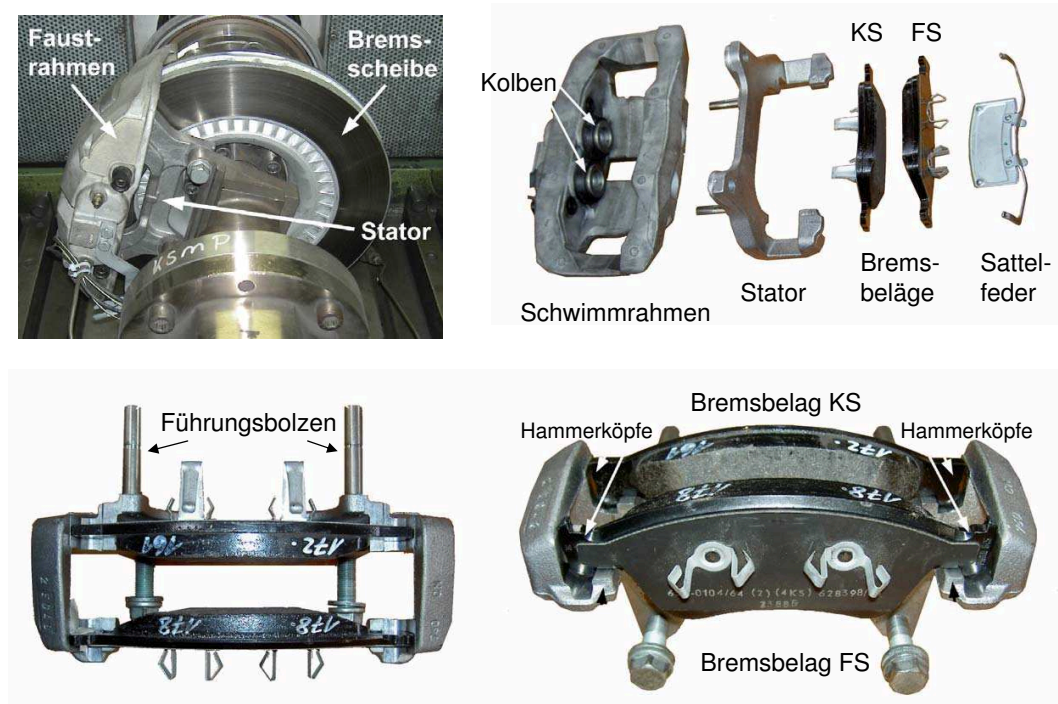


Abbildung 3.10: Aufbau der Versuchsbremse 2 FNR Al 42 des Audi A8 L 6.0

3.3.2 Bestimmung benötigter Parametern der Versuchsbremse

Mit der Festlegung der Versuchsbremse können nun der zur Verfügung stehende Bauraum für die Sensorik und die in dieser Bremse wirkenden Kräfte quantifiziert werden.

3.3.2.1 Quantifizierung der Kräfte in der gewählten Bremse

Die zu entwickelnden Bremsbeläge werden in der Versuchsbremse an einem Schwingmassenrollenprüfstand³⁰ des Fachgebiets Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt (FZD, TUD) eingesetzt.

Bei Bremsdrücken von über 60 bar und maximaler Radlast ist der Kraftschluss zwischen dem Reifen und der Rolle vollständig ausgenutzt und das Rad blockiert. Aus diesem Grund werden Abbremsungen bis maximal 60 bar Bremsdruck durchgeführt und der Bremsbelag mit der integrierten Sensorik auf diesen Maximalwert ausgelegt. Im Serienfahrzeug würde bei gleichen Reibwertbedingungen das Antiblockiersystem den Bremsdruck ebenfalls auf diesen Bereich begrenzen. Im AK-Master-Test³¹ werden Bremsdrücke p_{hyd} von 10 bis 80 bar angewendet. Beim vorliegenden Bremssystem wird mit knapp über 60 bar eine Vollbremsung erreicht und aus diesem Grund auf die 70 und 80 bar-Prüfungen verzichtet.

Die Spannkraft beträgt bei einem Bremsdruck von 60 bar entsprechend Gleichung 2.5 auf Seite 10 und den Angaben aus Tabelle 3.3 über die Versuchsbremse

$$F_{\text{Sp},i} = \eta \cdot p_{\text{hyd}} \cdot A_K \approx 16,6 \text{ kN} \quad (3.7)$$

³⁰Technische Daten zu diesem Prüfstand sind dem Anhang 8.2 zu entnehmen.

³¹N.N. (2000): Dynamometer Test to AK-Master – Global Specification.

während eines Bremsvorgangs^{32,33}. Nach Abbildung 2.18 ist mit einem maximalen Reibwert μ_B von 0,5 zu rechnen. Somit werden durch diese Spannkraft auf beiden Seiten der Bremscheibe Umfangskräfte $F_{U,i}$ in Höhe von jeweils

$$F_{U,i} = \mu_B \cdot F_{Sp,i} \approx 8,3 \text{ kN} \quad (3.8)$$

eingeleitet. Der als konstant angenommene Reibradius wird nach der Global-Specification³⁴ im Flächenschwerpunkt des Reibrings angenommen und ergibt somit

$$r_{\text{eff}} = \frac{2}{3} \cdot \frac{r_{B,a}^3 - r_{B,i}^3}{r_{B,a}^2 - r_{B,i}^2} \approx 161 \text{ mm}. \quad (3.9)$$

Nach Gleichung 2.2 auf Seite 10 ergibt sich für das Bremsmoment $M_B \approx 2,67 \text{ kNm}$.

3.3.2.2 Bauraumverhältnisse in der Versuchsbremse

Für die Sensorik steht als Bauraum ein Teil des Reibkörpers, damit ist das Reibmaterial und die Zwischenschicht gemeint, des Bremsbelags der gewählten Radbremse zur Verfügung. In der Abbildung 3.11 sind die relevanten Abmessung des Bremsbelags und in der Schnittzeichnung (rechts), der sich aus der Anforderungsliste³⁵ ergebende maximal zur Verfügung stehende Bauraum eingezeichnet.

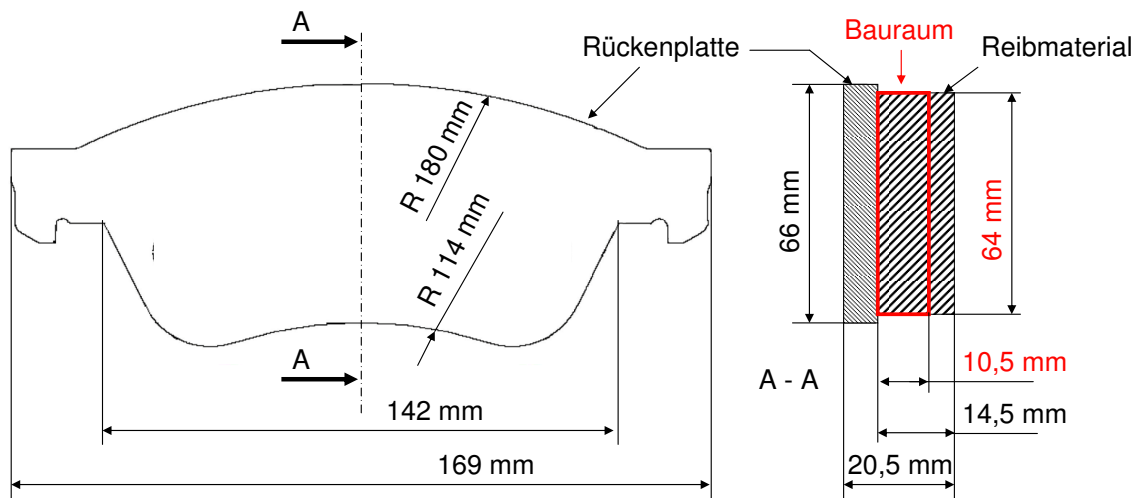


Abbildung 3.11: Abmessung des Bremsbelags: Audi A8 6.0 L VA

Mit den ermittelten Kräften und Bauraumverhältnissen wird im nächsten Schritt eine geeignete Sensorik für die Messung der Spannkraft ermittelt.

³²mit $\eta = 1$

³³Der maximale Bremsdruck in einer Pkw-Bremssattel liegt bei ca. 200 bar. Dieser kann bei Ausfall des ABS, bei starken Abfall des Reibwerts μ_B (=Fading) oder im Stillstand des Rades erreicht werden. Somit würde sich eine maximale Spannkraft von 55,4 kN ergeben. Dies wird bei der Entwicklung der Sensorik beachtet (= Schutz vor Zerstörung), wird aber nicht als zu messende Größe angestrebt.

³⁴N.N. (2000): Dynamometer Test to AK-Master – Global Specification.

³⁵ZF 21: mindestens 25 % der Reibschichtdicke sollen erhalten bleiben

3.3.3 Bestimmung des Messwertaufnehmers

Nachdem die Anforderungen und Wünsche an die Kraftaufnehmer ermittelt sind, gilt es, den zu bevorzugenden Messwertaufnehmer zu ermitteln. Die Aufgaben eines Kraftaufnehmers sind die Aufnahme der zu messenden und parasitärer Belastungen, die Skalarwertbildung und die Umwandlung in ein elektrisches Signal. Dabei wird eine Kraft nicht direkt gemessen, sondern immer die Wirkung der Kraft auf das System. So werden Verformungen z. B. mit dem induktiven Messprinzip, relative Verformungen mit dem DMS-Prinzip und kraftbedingte Ladungsänderungen mit dem piezoelektrischen Prinzip aufgenommen³⁶. Für die Erfassung von Kräften stehen somit eine Vielzahl von unterschiedlichen Verfahren zur Verfügung. Die wesentlichen Anforderungen für den Einsatz in dieser Bremse sind:

- ein großer Messbereich von 0 bis 16,6 kN Normalkraft (Gleichung 3.7),
- ein hohes Auflösungsvermögen (ZF 12),
- Messung von quasistatischen Kräfte: Messdauer bis zu 70 s (ZF 6),
- Übertragung von Querkraften (bis zu 50 % der zu messenden Kraft) bei geringem Übersprechen der Signale,
- Wunsch (W 16): Messung der Umfangskraft,
- geringe Temperaturabhängigkeit,
- Wiederverwendbarkeit der Sensoren (ZF 8).

Grundsätzlich können Sensoren direkt im Kraftfluss oder in den Kraftnebenfluss platziert werden. Eine Anordnung im Kraftnebenfluss hat den Vorteil, dass ein deutlich kleinerer Messbereich der Sensorik erforderlich ist. Eine Sensoranordnung im Kraftnebenfluss erfordert, dass der Kraftfluss und somit der Kraftangriffspunkt sich während der Messung nicht verändert³⁷. Da die Sattelaufweitung, die Abstützung der Bremsbeläge am Stator und auch ein Schrägverschleiß der Bremsbeläge zu Änderungen der Anpressdruckverteilung zwischen den Bremsbelägen und der Bremsscheibe führt, ändern sich die Kraftflüsse und es wird somit die Anordnung der Sensorik direkt im Kraftfluss bevorzugt.

Mit einem Vergleich und der Bewertung der verschiedenen Kraftaufnehmer nach WEILER³⁸, BONFIG³⁹ TRÄNKLER⁴⁰, J. HOFFMANN⁴¹, PROFOS⁴², BILL⁴³ und K. HOFFMANN⁴⁴ ergibt sich als favorisiertes Sensorprinzip der Einsatz von Piezoquarzen.

Auf eine Gegenüberstellung der Eigenschaften sämtlicher Messverfahren zur Kraftmessung wird an dieser Stelle verzichtet und stattdessen auf die Eigenschaften von Piezokraftaufnehmern eingegangen sowie der Bezug zu den gestellten Anforderungen hergestellt.

³⁶Tränkler/Obermeier (1998): Sensortechnik - Handbuch für Praxis und Wissenschaft S. 398 – 399.

³⁷N.N. (2005): Kraft- und Drehmomentsensoren. Version: 300-460d-09.05 S. 24.

³⁸Weiler (1993): Handbuch der physikalisch-technischen Kraftmessung.

³⁹Bonfig (1995): Technische Druck- und Kraftmessung.

⁴⁰Tränkler/Obermeier (1998): Sensortechnik - Handbuch für Praxis und Wissenschaft.

⁴¹Hoffmann (1996): Messen nichtelektrischer Größen, Grundlagen der Praxis.

⁴²Profos (1994): Handbuch der industriellen Messtechnik.

⁴³Bill (2003): Messen mit Kristallen.

⁴⁴Hoffmann (1987): Eine Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmessstreifen.

Die folgenden Angaben sind zusammengestellt nach BILL⁴⁵, GAUTSCHI⁴⁶, TICHY/GAUTSCHI⁴⁷ und KISTLER⁴⁸:

- weiter Messbereich über sechs Dekaden,
- vom Messbereich unabhängige Empfindlichkeit, Ansprechschwelle und Auflösung (Bsp.: bei einem Messbereich von 60 kN können 0,01 N aufgelöst werden.),
- überlastsicher, ermüdungsfrei, langzeitstabil und nahezu unbegrenzte Lebensdauer,
- Eigenfrequenzen über 100 kHz,
- geringe Empfindlichkeit auf Störgrößen wie Temperatur und Querkraft,
- Temperaturbeständigkeit bis max. 300 °C,
- Messung quasistatischer Kräfte über mehrere Minuten möglich,
- Kraftmessung im Kraftfluss,
- vernachlässigbare Hysterese, kleiner 1 %.

Die Eigenschaften von Piezoquarzsensoren erfüllen alle Vorgaben der Anforderungsliste. Insbesondere der große Messbereich mit dem genannten Auflösungsvermögen lassen sowohl auf die Möglichkeit einer Messung der Beträge und der Kraftangriffspunkte der Spannkkräfte bei verschiedenen Bremsdrücken und gleichzeitig der Messung geringer Kraftschwankungen⁴⁹ während einer Abbremsung mit konstantem Bremsdruck schließen. Piezoquarzsensoren gibt es als Ein- und Mehrkomponentensensoren in verschiedenen Messbereichen.

Angemerkt wird, dass das Verfahren nach Fieldhouse, die Nutzung einer elektrischen Druckmessfolie in einem Bremsbelag, sich für die Messung des Betrags und insbesondere des Kraftangriffspunkts während eines Bremsvorgangs als ungeeignetes Werkzeug für die gestellten Anforderungen herausgestellt hat. Insbesondere die geringe Reproduzierbarkeit der Ergebnisse, die hohe Messunsicherheit und dabei sehr hohen Anforderungen an eine Kalibrierung bzw. Equilibrierung sprechen gegen eine weitere Nutzung dieses Messwerkzeugs. Einzelheiten über den Messaufbau und die erzielten Ergebnisse können folgender Quelle entnommen werden⁵⁰.

⁴⁵Bill (2003): Messen mit Kristallen.

⁴⁶Gautschi (2002): Piezoelectric Sensorics: Force, Strain, Pressure, Acceleration and Acoustic Emission Sensors, Materials and Amplifiers.

⁴⁷Tichy/Gautschi (1980): Piezoelektrische Messtechnik.

⁴⁸N.N. (2005): Kraft- und Drehmomentsensoren. Version: 300-460d-09.05.

⁴⁹bezogen auf $\Delta M_B \approx 3\%$

⁵⁰Degenstein/Winner (2006): Messung der Kräfte in der Reibfläche einer Scheibenbremse während eines Bremsvorgangs Folie 7.

3.3.4 Beschreibung und Analyse des Kraftaufnehmers

Das gewählte Sensorprinzip basiert auf Quarzkristallen, die aufgrund des piezoelektrischen Prinzips unter Einwirkung einer Kraft eine Ladung abgeben. Durch die Deformation des Kristalls werden positive und negative Gitterbausteine verschoben und ein elektrisches Dipolmoment erzeugt. Dabei entsteht eine Ladung, die an der Oberfläche mit Elektroden abgegriffen wird und ein Maß für die wirkende Kraft ist⁵¹. Angewendet werden im Weiteren der Longitudinal- und der Schubeffekt, Einzelheiten sind z. B. BILL (2002) und GAUTSCHI (2002) zu entnehmen.

Ermittelt wird die auf den Sensor wirkende Normalkraft über die abgegebene Ladung Q und die Empfindlichkeit k_P ⁵² des piezoelektrischen Sensors⁵³.

$$F = \frac{Q}{k_P} \quad (3.10)$$

Ein Vergleich der Piezoquarzsensoren verschiedener Hersteller favorisiert, insbesondere Aufgrund der geringen Bauhöhe, den Einsatz von Slimline-Sensoren der Firma Kistler⁵⁴. In Abbildung 3.12 sind links der prinzipielle Aufbau der Slimline-Sensoren und rechts eine Auswahl der Sensoren dargestellt.

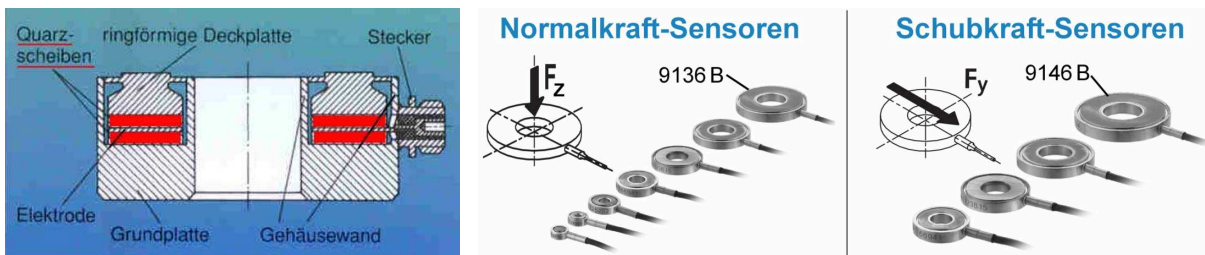


Abbildung 3.12: Links: Aufbau eines Slimline-Sensors (geschnitten), rechts: Produktpalette. Quelle: BILL (2002, S. 15) und KISTLER (2005)

Im Inneren des Sensors befinden sich zwei Piezoquarzscheiben, deren Polung entgegengesetzt ausgerichtet sind. Dadurch kann mit einer dazwischenliegenden Elektrode die Ladung in Bezug auf das Gehäuse abgegriffen werden. Das Gehäuse sorgt weiterhin für eine gleichmäßige Einleitung der Kräfte, um so mechanische Spannungsspitzen zu vermeiden. Die Ladung wird an einen Ladungsverstärker geführt, der diese in eine der Kraft proportionale Spannung umwandelt.

Den Anforderungen an die Normalkraftmessung wird laut Datenblatt der Sensor mit der Bezeichnung „Kistler 9136 B“ gerecht. Für eine zusätzliche Umfangskraftmessung wird der Sensor „Kistler 9146 B“ in Betracht gezogen. Die für diesen Anwendungsfall relevanten Daten sind in Tabelle 3.4 zusammengefasst⁵⁵.

Der sehr hoch erscheinende Messbereich für den Normkraftsensor beruht darauf, dass Piezoquarzsensoren vorgespannt werden müssen. Dies gilt insbesondere im vorliegenden

⁵¹Gautschi (2002): Piezoelectric Sensorics: Force, Strain, Pressure, Acceleration and Acoustic Emission Sensors, Materials and Amplifiers.

⁵²auch piezoelektrische Koeffizient genannt, mit der Einheit: pC/N

⁵³Bill (2003): Messen mit Kristallen S. 8.

⁵⁴Kistler Instrumente AG, Winterthur, Schweiz

⁵⁵Vollständiges Datenblatt unter www.kistler.com (Stand 02.2007)

Tabelle 3.4: Auszug der Daten des eingesetzten Kraftaufnehmers, KISTLER (2005)

SlimLine - Einkomponenten Kraftsensoren (Kistler-Instrumente AG)										
Typ	Nr.	Messbereich F_z [kN]	Überlast F_z [kN]	Vorspannkraft [kN]	Empfindlichkeit [pC/N]	Steifigkeit [kN/ μ m]	Aussendurchm. [mm]	Innendurchm. [mm]	Höhe [mm]	Gewicht [g]
Schubkraftsensor	9146 B	4,0	4,7	40,0	-7,5	8,0	30,0	12,1	4,0	14,0
Normalkraftsensor	9136 B	62,0	72,0	-	-3,8	8,0	30,0	12,1	4,0	14,0

Anwendungsbereich, da die Umfangskräfte über den Sensor geleitet werden und Piezo-quarzsensoren Querkräfte über Reibung zwischen den Quarzscheiben und dem Gehäuse übertragen. Den Reibwert zwischen den Quarzen und dem Gehäuse gibt der Hersteller mit $\mu_{QG} = 0,1$ an. Auch an der Übertragungstelle zwischen dem Gehäuse und der Rückenplatte wird bei einer Paarung Stahl / Stahl ein Reibwert von 0,1 angenommen. Somit ist eine um mindestens 10-fach höhere Vorspannkraft als anliegende Umfangskraft erforderlich⁵⁶. Diese Vorspannkraft reduziert den Messbereich, was zum deutlich erhöhten erforderlichen Messbereich des gewählten Sensors führt. Biegemomente reduzieren ebenfalls den Messbereich und können bei dem gewählten Sensor ab 134 Nm zur Zerstörung des Quarzes führen. Weiterhin zeichnet sich der Sensor durch eine Linearitätsabweichung und Hysterese von jeweils weniger als 1 % sowie einer Ansprechschwelle von 0,01 N aus. Der Betriebstemperaturbereich wird mit -20 bis 120 °C bei laut Hersteller nahezu gleich bleibender Empfindlichkeit angegeben⁵⁷. Die Temperaturbeständigkeit eines Quarzes ist bis ca. 300 °C gegeben⁵⁸. Weitere Merkmale sind laut Datenblatt ein abgedichtetes Gehäuse – damit können negative Beeinflussungen durch den entstehenden Bremsstaub ausgeschlossen werden – die nahezu unbegrenzte Anzahl von Lastzyklen und die hohe Steifigkeit, die der von Stahl und somit dem Rückenplattenmaterial des Bremsbelags entspricht. Die Sensoren werden unkalibriert ausgeliefert und müssen im Messsystem im eingebauten Zustand kalibriert werden.

Mit der Festlegung der Sensorik ist der Konzeptprozess abgeschlossen und es wird mit der Entwurfsphase begonnen.

3.4 Entwurfsprozess

3.4.1 Grundaufbau des Messsystems

Für die Messung von Kräften und Momenten sind Messplattformen unter dem Begriff Dynamometer bekannt⁵⁹. Mit dem in Abbildung 3.13 dargestellten Dynamometer mit vier 3-Komponentensensoren ist es möglich, die Beträge der Kräfte in allen drei Raumrichtungen, deren Angriffspunkte und das Moment um die z-Achse zu messen⁶⁰. Der Grund, dass nicht drei, sondern vier Sensoren eingesetzt werden, liegt darin, dass dadurch Biegemomente auf die Sensoren reduziert werden sollen, die ab einem sensorabhängigen Grenzwert zur Zerstörung des Quarzes führen würden.

Gesucht wird eine Möglichkeit zur Erfassung des Betrags und des Angriffspunkts der Spannkraft. Die in einem Dynamometer eingesetzten 3-Komponentensensoren können

⁵⁶Die Berechnung der Vorspannkraft erfolgt auf Seite 66 und beträgt hier 26 kN.

⁵⁷Kistler (2005) S. 19. Werte werden während der Kalibrierung und Validierung (Kapitel 4) überprüft.

⁵⁸N.N. (2005): Kraft- und Drehmomentsensoren. Version: 300-460d-09.05 S. 19.

⁵⁹Bill (2003): Messen mit Kristallen S. 21.

⁶⁰Tichy/Gautschi (1980): Piezoelektrische Messtechnik S. 180.

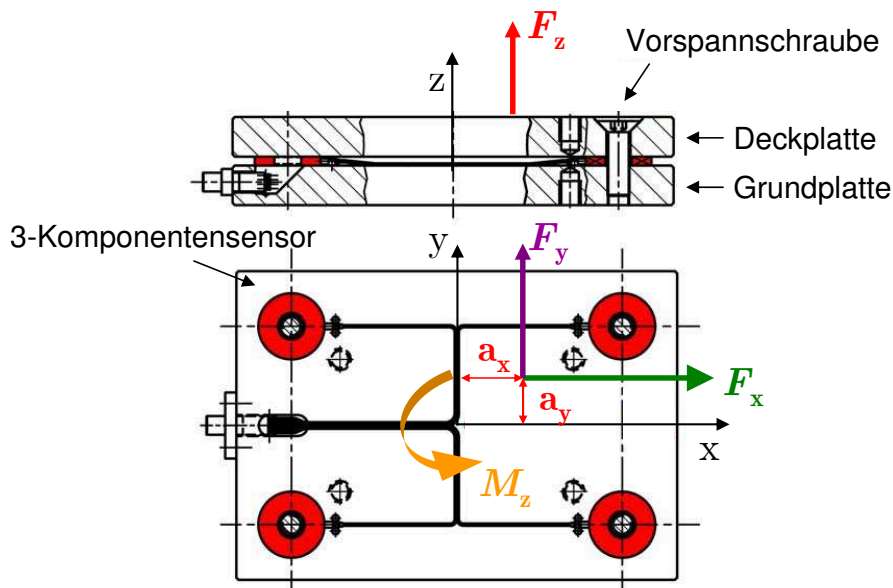


Abbildung 3.13: Aufbau eines Dynamometers, Quelle: KISTLER (2003)

aus Bauraumgründen (vgl. Abbildung 3.11) nicht eingesetzt werden, da der flachste 3-Komponentensensor, der ermittelt werden konnte, mit einer Höhe von 14 mm nicht in den Bremsbelag integriert werden kann⁶¹.

Die in Tabelle 3.4 aufgelisteten 1-Komponenten-Sensoren haben eine Höhe von 4 mm. Die Sensoren müssen entsprechend Abbildung 3.13 zwischen einer Deck- und einer Grundplatte verschraubt und vorgespannt werden. In einem Bremsbelag stellt die Rückenplatte eine der beiden Platten dar. Neben den Sensoren muss eine zweite Platte in den Bremsbelag integriert werden.

In Abschnitt 3.4.7 auf Seite 65 wird berechnet, dass durch die benötigte Vorspannkraft eine Mindestdicke der zweiten Platte von 6,5 mm erforderlich wird. Somit ist nach dem aktuellen Stand der Sensortechnik nur der Einsatz von 1-Komponentensensoren in Bremsbelägen möglich. Eine gleichzeitige Messung der Umfangskraft (vgl. Anforderungsliste W 16) kann somit nicht umgesetzt werden. Daraus folgt, dass die Umfangskraft entsprechend Gleichung 3.6 auf Seite 39 zur Bestimmung des Kraftangriffspunkts in x-Richtung berechnet wird.

Obwohl statt 3-Komponenten- nur 1-Komponentensensoren eingesetzt werden können, dient der Aufbau des Dynamometers als Grundaufbau für den zu entwickelnden Bremsbelag-Prototyp. Entsprechend der Anforderungsliste werden die Beibehaltung der Bremsbelagform und möglichst geringe auf die Sensoren wirkende Biegemomente angestrebt. Aus diesem Grund werden, wie in Abbildung 3.13 zu sehen vier Sensoren verbaut. Das Ziel ist, aus dem Summensignal der vier Sensoren den Betrag der Spannkraft und über ein Momentengleichgewicht den Kraftangriffspunkt zu bestimmen.

Die parallele Anordnung mehrerer Sensoren erfordert eine möglichst einheitliche Höhe der Sensoren⁶². Durch ein gemeinsames Überschleifen sind die vom Hersteller geforderte

⁶¹N.N. (2005): Kraft- und Drehmomentsensoren. Version: 300-460d-09.05 Typ 6047B.

⁶²Gautschi (2002): Piezoelectric Sensorics: Force, Strain, Pressure, Acceleration and Acoustic Emission Sensors, Materials and Amplifiers S. 104.

Höhenabweichung von kleiner 0,003 mm erreicht worden⁶³.

Die Messkette wird aus folgenden Komponenten aufgebaut: Kistler Slimline-Sensoren 9136 B, Ladungsverstärker des Typs Kistler 5073 A und eine Messdatenerfassungskarte von National Instruments Ni 6229⁶⁴. Die Messabweichungen und Messunsicherheiten werden für die gesamte Messkette in den Abschnitten Kalibrierung und Validierung bestimmt.

Im Folgenden werden die Bremsbeläge mit den integrierten Sensoren als Kraftmessbeläge bezeichnet. In Abbildung 3.14 ist der Kraftmessbelag, entsprechend dem Aufbau eines Dynamometers, zur Erfassung der Spannkraft während eines Bremsvorgangs abgebildet.

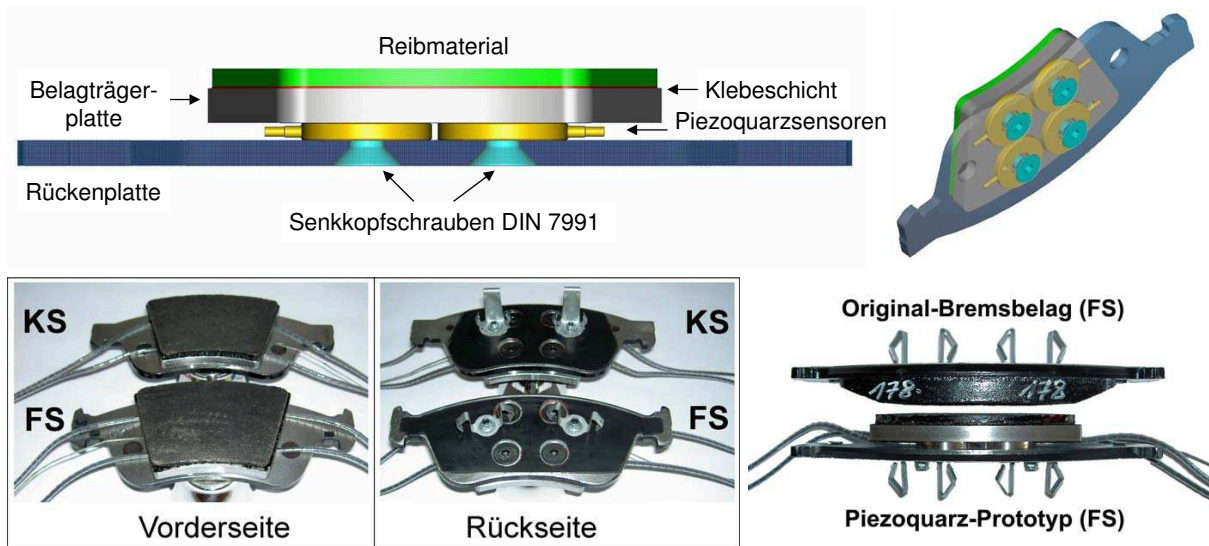


Abbildung 3.14: Kraftmessbelag: „Dynamometer“-Entwurf

Verwendet werden originale Rückenplatten, bei denen Vertiefungen und Löcher, die während des Pressvorgangs benötigt werden, verschweißt und anschließend geschliffen werden. Die Sensoren werden mit einer Belagträgerplatte verschraubt, auf die 4 mm Belagmaterial geklebt⁶⁵ ist. Ein Thermoelement überwacht die Temperatur der Sensoren. Die Abmessung entspricht dem Neuzustand der originalen Bremsbeläge.

3.4.2 Bewertung des „Dynamometer“-Entwurfs

Für die Bewertung des „Dynamometer“-Entwurfs wird untersucht, ob bei reiner Normalkraft-(= Spannkraft)Belastung der Betrag und der Kraftangriffspunkt einer äußeren Kraft bestimmbar sind.

Für die Kalibrierung und Verifizierung werden die in Abbildung 3.15 dargestellten Werkzeuge eingesetzt.

Der Hydropulser-Aufbau wird im Folgenden auch für die Verifikation und Validierung des Messwerkzeugs genutzt und im Abschnitt 4.1 näher erläutert. Weiterhin finden je nach Anwendungsfall eine Hydraulikpresse und geeichte Gewichte Verwendung. Mit diesen Werkzeugen ist es möglich, den Bremsbelag mit statischen Kräfte bis 60 kN und mit dynamischen Kraftänderungen bis 25 kN zu belasten. Mit den Kalibriergewichten wird u. a. das

⁶³Höhentoleranz unbearbeitet $\pm 0,1$ mm. Quelle: Kistler 2005

⁶⁴Die technischen Daten können www.kistler.com und www.ni.com entnommen werden (Stand 02.2007).

⁶⁵Einsatz eines spezielle Bremsbelag-Prototypen-Kleber der TMD Friction Services GmbH.

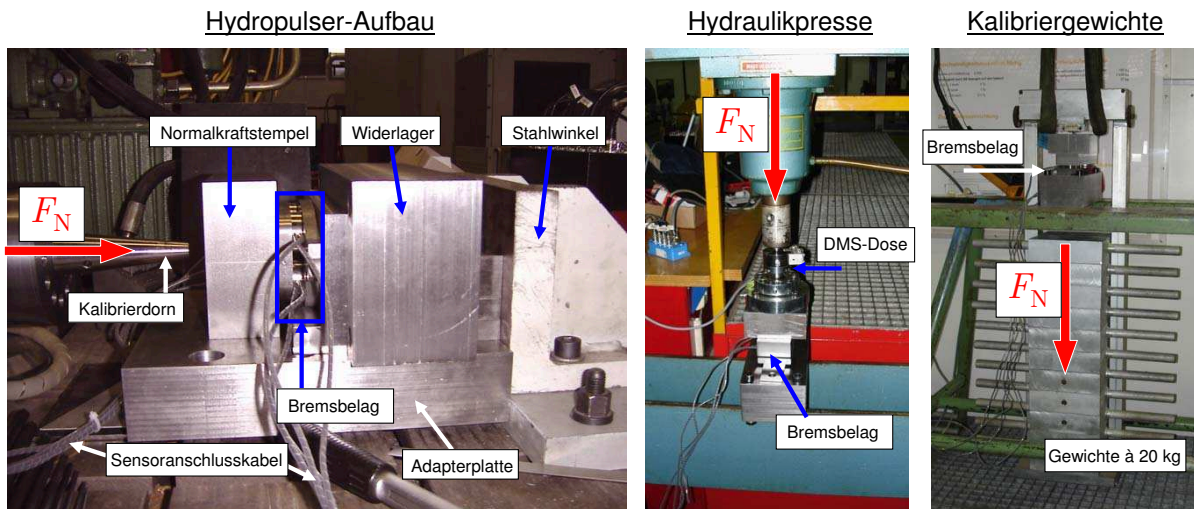


Abbildung 3.15: Eingesetzte Kalibrier- und Verifikationswerkzeuge

Driftverhalten der Sensoren untersucht. Die Krafteinleitung erfolgt jeweils über gehärtete Stahlkugeln, um einen definierten Kraftangriffspunkt zu erhalten.

Die Bezeichnungen der Sensoren und deren Positionen im Bremsbelag sind in Abbildung 3.16 definiert.

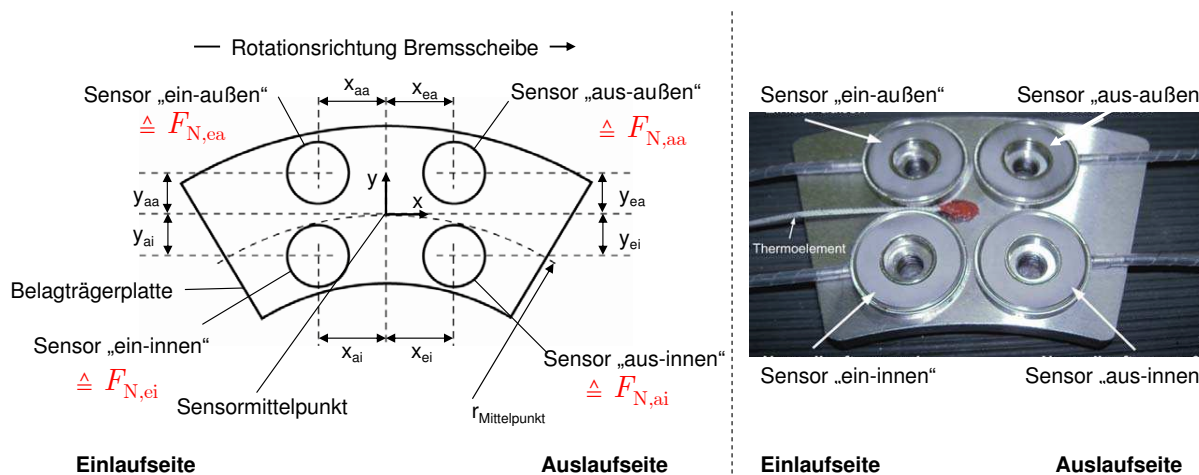


Abbildung 3.16: Bezeichnungen und Positionierungen der Sensoren im Kraftmessbelag

Während der Kalibrierung werden sowohl die Gesamtlast als auch der Kraftangriffspunkt variiert und es wird geprüft, ob mit dem Dynamometer-Nachbau der Betrag und der Kraftangriffspunkt der äußeren Last bestimmt werden können⁶⁶.

Ergebnis: Der Vergleich der äußeren Belastung mit den Signalen der Sensoren zeigt insbesondere in der Bestimmung der Lage des Kraftangriffspunkts große Abweichungen im Bereich von mehreren Millimetern und am Randbereich des Belags von über einem Zentimeter. Für den Betrag der Spannkraft ergeben sich Messabweichungen von über 10 %.

⁶⁶Die Bestimmung der Koordinaten und des Betrags der äußeren Last erfolgt nach den Vorgaben nach TICHY/GAUTSCHI (1980, S. 180).

Der Messaufbau erfüllt nicht die Punkte der Anforderungsliste. Insbesondere sind kleine Änderungen des Betrags und des Angriffspunkts nicht bestimmbar. Im folgenden Abschnitt werden die Ursachen für die Messabweichungen erarbeitet und Maßnahmen zur Weiterentwicklung des Messaufbaus abgeleitet.

3.4.3 Untersuchung der Messfehler des „Dynamometer“-Entwurfs

Die Untersuchungen werden unterteilt in mögliche Fehlereinflüsse, die durch die Eigenschaften der Sensoren hervorgerufen werden und solche, die durch Fehlerquellen innerhalb des Messaufbaus verursacht werden.

Hypothese 1: Die Empfindlichkeit aller eingesetzten Sensoren ist gleich.

Kistler gibt für die Sensoren eine Empfindlichkeit von $k_P \approx -3,8 \text{ pC/N}$ an. Für die Überprüfung dieser Hypothese werden alle vorhandenen Sensoren mit der gleichen Kraft belastet. Bei gleicher Empfindlichkeit würden alle die gleiche Ladung abgeben.

Versuchsaufbau: Die acht (vier pro Kraftmessbelag) vorhandenen Sensoren werden übereinander zwischen zwei Stahlplatten verschraubt, vorgespannt und senkrecht zur Sensorebene mit Kalibrier-Gewichten belastet. Da die Sensoren in Reihe angeordnet sind, erfahren alle die gleiche Kraft.

Ergebnis: Die Sensoren geben unterschiedliche Ladungen ab. Umgerechnet in die jeweiligen Empfindlichkeiten streuen sie in einem Bereich von ca. $-3,25 \text{ pC/N}$ bis $-3,76 \text{ pC/N}$. Durch Vertauschen der Reihenfolge der Sensoren im Versuchsaufbau werden Fehler durch die Art des Aufbaus ausgeschlossen.

Hypothese 2: Die Empfindlichkeit der Sensoren ist bei Änderung der Vorspannkraft konstant.

Im gleichen Versuchsaufbau wie für die Hypothese 1 wird vor der Belastung die Vorspannkraft um 25 bzw. 50 % reduziert.

Ergebnis: Durch die Änderung der Vorspannkraft ändert sich die Empfindlichkeit um bis zu 10 %.

Als **Fazit zu Hypothese 1 und 2** wird festgehalten, dass beide Hypothesen falsifiziert wurden. Die Empfindlichkeiten der Sensoren streuen um 15 % und variieren je nach Höhe der Vorspannkraft. Als Konsequenz wird festgehalten, dass die Sensoren im eingebauten Zustand kalibriert werden und definierte Kraftflüsse vorliegen müssen.

Als erforderliche Maßnahme wird festgehalten, dass der Messaufbau geändert werden muss. Der Aufbau des vorliegenden „Dynamometer“-Entwurfs mit einer Anordnung von vier Sensoren zwischen zwei Platten stellt ein statisch überbestimmtes System dar, bei dem unkontrollierbare Kraftflüsse vorliegen.

Hypothese 3: Die Art des Messaufbaus hat keinen negativen Einfluss auf die Qualität der Messsignale.

Für eine Untersuchung der wirkenden Kräfte in dem vorliegenden Messaufbau werden die Normalkraftsensoren durch Schubkraftsensoren⁶⁷ des Typs Kistler 9146B ersetzt. Diese haben die gleichen Abmessungen wie die Normalkraftsensoren, sind ebenfalls gemeinsam

⁶⁷Anmerkung: Kistler bezeichnet Sensoren, die Kräfte orthogonal zur Normalkraft messen als Schubkraftsensoren. Nach der Lehre der technischen Mechanik existieren Querkräfte und Schubspannungen. Kräfte orthogonal zur Normalkraft werden weiterhin als Querkraft bezeichnet. Gemessen werden diese Querkräfte entsprechend der Bezeichnung von Kistler mit Schubkraftsensoren.

überschliffen und haben einen Messbereich von $\pm 4 \text{ kN}$ ⁶⁸. Der Bremsbelag wird wiederum mit reiner Normalkraft belastet. In Abbildung 3.17 sind die Messsignale der Schubkraftsensoren bei einer Normalkraftbelastung von 10 kN dargestellt, dies entspricht in der verwendeten Bremse einem hydraulischen Druck von $\approx 36 \text{ bar}$. Unter der Annahme, dass sich die Kraft auf alle Sensoren gleich verteilt und der Berücksichtigung der Angabe des Sensorherstellers von einem Übersprechen im Bereich von 1 % sollten Werte von ca. 25 N nicht überschritten werden.

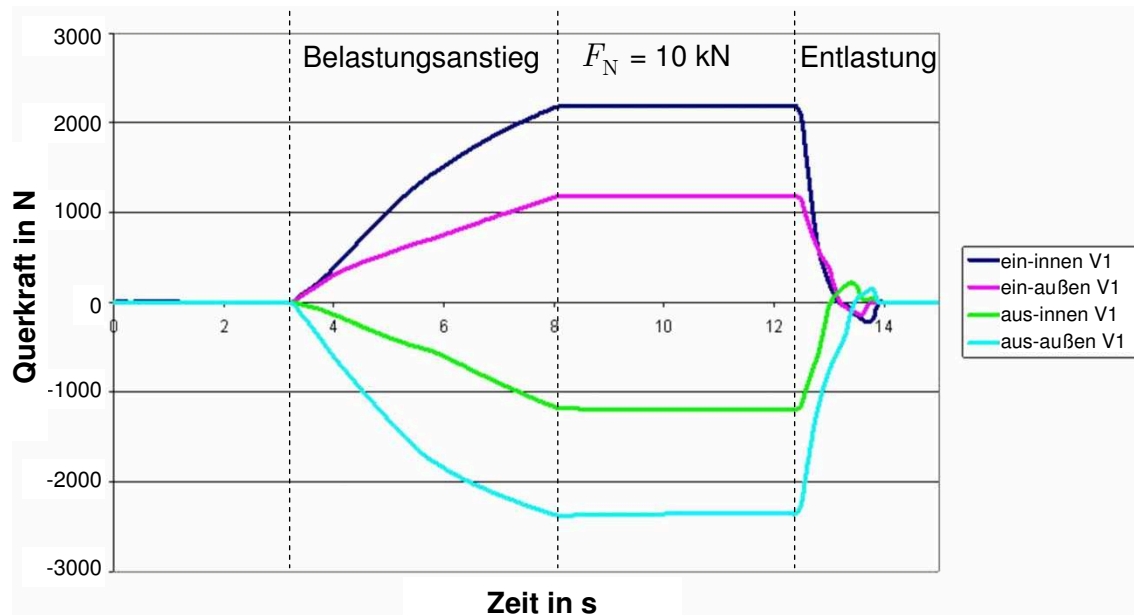


Abbildung 3.17: Auftretende Querkräfte unter 10 kN Normalkraftbelastung bei einer 6 mm Rückenplatte und 6 mm Belagträgerplatte

Dem Messschrieb zu entnehmen ist, dass deutlich höhere Querkräfte angezeigt werden als erwartet. In Abbildung 3.18 sind zur Verdeutlichung die Richtungen der inneren Querkräfte aufgetragen.

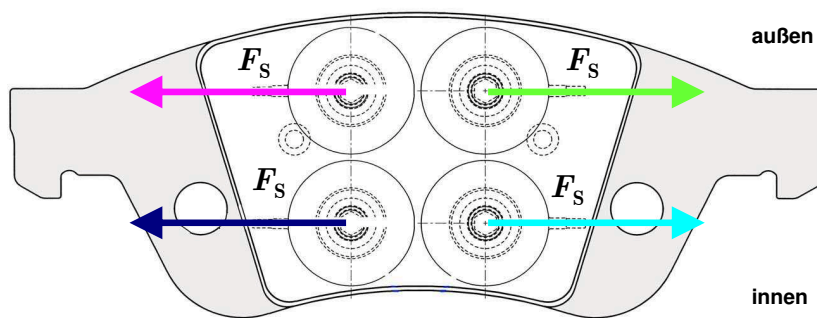


Abbildung 3.18: Richtungen der unerwünschten Querkräfte

Diese Querkräfte bedeuten für den Aufbau mit den Normalkraftsensoren, dass die Messsignale verfälscht werden. Der Einfluss ist aber bei einem Übersprechen von 1 % und somit maximal 22 N pro Sensor bei einer Last von 10 kN gering.

⁶⁸N.N. (2002): SlimLine Sensoren – Messen von dynamischen und quasistatischen Schubkräften. Version: 000-113d-02.02.

Schwerwiegender ist das Problem, dass bereits bei 14 kN Normalkraftbelastung ($\simeq 50$ bar) die Schubkraftsensoren den Bereich ihrer Überlast von 4,7 kN erreichen. Dieser Grenzwert gilt auch für die Normalkraftsensoren. In Verbindung mit der Umfangskraft während eines Bremsvorgangs, die in die gleiche Richtung wie diese unerwünschte Querkraft wirkt, wird dieser Grenzwert überschritten werden. Dies kann zu einem Durchrutschen der Piezoquarze im Inneren des Sensors führen, da die Querkräfte nur über Reibung übertragen werden. Laut Angabe des Sensorherstellers (Kistler) würden die Sensoren durch die Höhe der vorliegenden Querkräfte während eines Bremsvorgangs zerstört werden.

Hypothese 4: Die (Schein-)Querkräfte lassen sich durch steifere Rückenplatten und Belagträgerplatten (begrenzt durch den vorhandenen Bauraum) beseitigen.

Kistler empfiehlt die Verwendung einer möglichst steifen Einspannung für die Sensoren⁶⁹. Um den Einfluss der Steifigkeit der Platten ober- und unterhalb der Sensoren zu ermitteln, werden diese auf jeweils 10 mm Dicke verstärkt. Die Erweiterung der Höhe um insgesamt 8 mm überschreitet bereits den anvisierten Bauraum und stellt für diesen Anwendungsfall somit eine Extremwertbetrachtung dar. In Abbildung 3.19 sind die auftretenden Querkräfte bei ebenfalls 10 kN Flächenlast dargestellt.

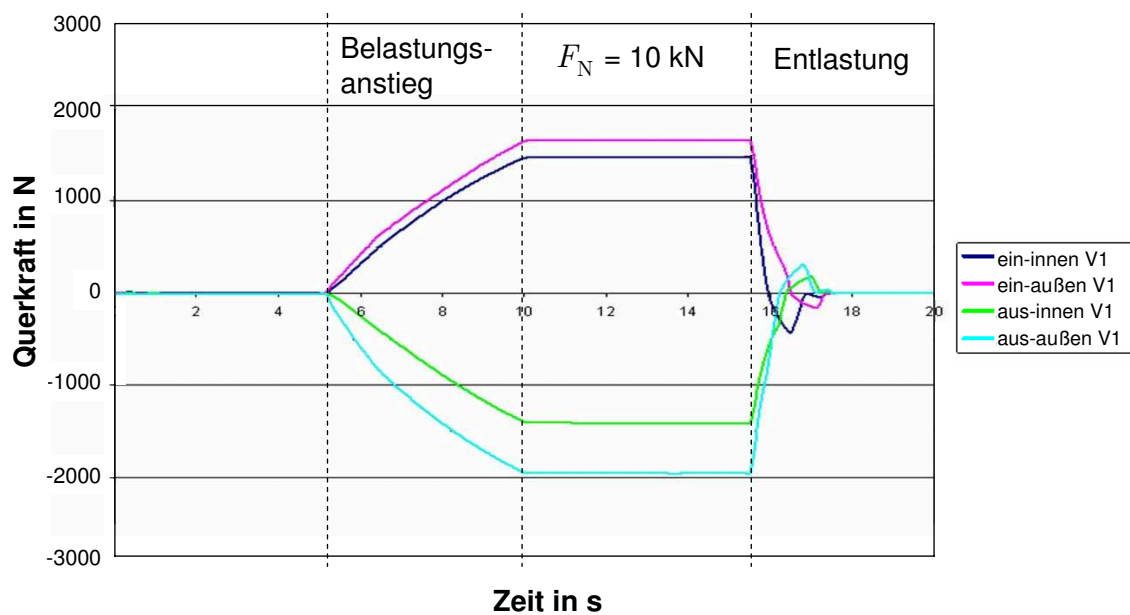


Abbildung 3.19: Auftretende Querkräfte unter 10 kN Normalkraftflächenbelastung bei einer 10 mm Rückenplatte und 10 mm Belagträgerplatte

Zu entnehmen ist, dass sich die Querkräfte etwas gleichmäßiger auf die Sensoren verteilen, die maximalen Querkräfte reduziert werden, aber weiterhin in Verbindung mit den erwarteten Umfangskräften zu hohen Querkräften auftreten. Somit ist auch Hypothese 4 widerlegt.

Als **Fazit zu Hypothese 3 und 4** wird festgehalten, dass der Messaufbau Änderungen erfordert, um die Querkraftbelastung auf die Sensoren zu verringern bzw. gänzlich zu beseitigen.

⁶⁹N.N. (2005): Kraft- und Drehmomentsensoren. Version: 300-460d-09.05.

3.4.4 Maßnahmen zur Weiterentwicklung

Sowohl die Eigenschaften der Sensoren als auch die des Messaufbaus machen eine Weiterentwicklung des Produkts erforderlich. Daraus folgt, dass eine systematische Untersuchung der Änderungsmöglichkeiten der Kraftmessbeläge durchzuführen ist. In Abbildung 3.20 sind die Komponenten des Mess-Bremsbelags dargestellt.

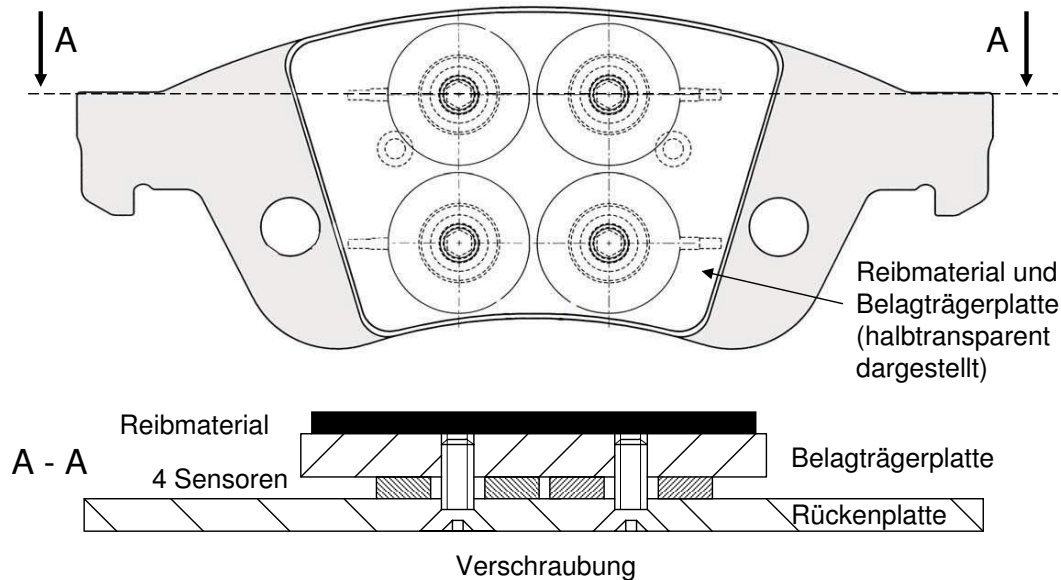


Abbildung 3.20: Elemente des Mess-Bremsbelags

Änderungen können an der Rückenplatte, den Sensoren, der Belagträgerplatte und dem Reibmaterial vorgenommen werden. Variationsmöglichkeiten ergeben sich durch die Abmessungen, die Form, das Material und die Positionierung der einzelnen Bauteile.

Mit Widerlegung von Hypothese 4 hat sich gezeigt, dass eine Erhöhung der Dicke der Rücken- und der Belagträgerplatte innerhalb des vorhandenen Bauraums nicht zielführend ist. Ein Einsatz anderer Materialien als Stahl für die Trägerplatten und die Schrauben ist nicht möglich, da die Sensoren in ihren mechanischen Eigenschaften an Stahl angepasst sind. Der Einsatz andere Materialien würde z.B. bei Temperaturänderungen zu unterschiedlichen Ausdehnungen der Komponenten führen und die Messergebnisse unbrauchbar machen.

Aus den Hypothesen 1 und 2 folgt die Forderung, die Kalibrierung der Sensoren im eingebauten Zustand vorzunehmen, und dass währenddessen die Kraftflüsse möglichst genau bekannt sein müssen. In Verbindung mit den Hypothesen 3 und 4 wird abgeleitet, dass eine mechanische Entkopplung der Sensoren untereinander erforderlich ist. Von einer Änderung der Rückenplatte wird abgesehen und damit als **1. Maßnahme** abgeleitet, dass die Belagträgerplatte viergeteilt wird. Daraus folgt ebenfalls, dass das Reibmaterial viergeteilt wird. Die daraus resultierenden Nuten im Reibmaterial werden zum Teil auch in Serienbremsbelägen⁷⁰ verwendet um u. a. Geräuschprobleme zu minimieren und stellen so keine Ungewöhnlichkeit in Bremsbelägen dar.

⁷⁰Produktkatalog TMD Friction Services GmbH, abgebildet z. B. in Breuer/Bill Bremsenhandbuch (2006) nach S. 374

Die Sensoren des „Dynamometer“-Entwurfs sind punktsymmetrisch zum Belagmittelpunkt angeordnet. Für die angestrebten Messungen ist diese spezielle Art der Anordnung nicht relevant. Als **2. Maßnahme** wird abgeleitet, dass die Sensoren so positioniert werden, dass geringe Biegemomente auf den Sensor wirken.

BILL⁷¹ empfiehlt eine homogene Spannungsverteilung auf den Sensoren. Die Spannkraft wird trotz ungleichmäßiger Verteilung richtig gemessen, aber der Messbereich reduziert sich und der Sensor könnte ab einer Spannung von $\sigma_{\max} = 150 \text{ N/mm}^2$ zerstört werden⁷². Kistler bietet eine Vorspannscheibe an (Abbildung 3.21), die für die Reduzierung der Spannungsspitzen eine Entlastungsnut beinhaltet.

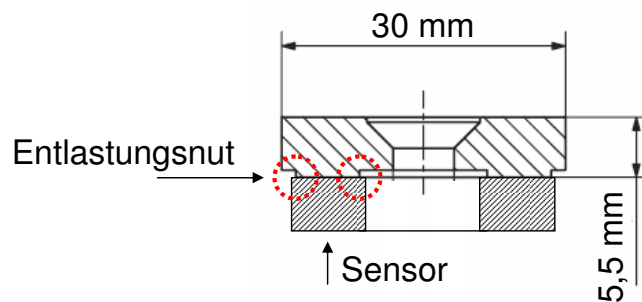


Abbildung 3.21: Kistler Vorspannscheibe mit Entlastungsnut. Quelle: KISTLER (2006, S. 4)

Diese Entlastungsnut ist nur auf einer Seite des Sensors, vgl. Abbildung 3.12, an der ringförmigen Deckplatte sinnvoll. Als **3. Maßnahme** wird abgeleitet, dass eine Entlastungsnut hinzugefügt wird.

Aus Bauraumgründen ist es nur möglich, Senkkopfschrauben einzusetzen. Je größer die Schraube gewählt wird, umso größer ist auch der Schraubenkopf der in einer der beiden Platten versenkt werden muss (vgl. Abbildung 3.21). Dadurch wird die Platte geschwächt und die Gefahr größerer Biegemomente und Spannungsspitzen steigt. Als **4. Maßnahme** wird daher abgeleitet, dass eine Senkkopfschraube mit einem möglichst kleinen Kopf gewählt wird, die die zu erwartenden Kräfte übertragen kann.

Alle genannten Maßnahmen führen zu dem Messwertaufnehmer mit einer geteilten Belagträgerplatte, der im folgenden Abschnitt erläutert wird.

⁷¹Bill (2003): Messen mit Kristallen S. 16.

⁷²Bill (2003): Messen mit Kristallen S. 17.

3.4.5 Aufbau des Kraftmessbelags mit geteilter Belagträgerplatte

In diesem Abschnitt wird gezeigt, dass die Umsetzung der erarbeiteten Maßnahmen zu einem Kraftmessbelag führt, der die gestellten Anforderungen erfüllt. In Abbildung 3.22 ist die endgültige Version des Kraftmessbelags dargestellt.

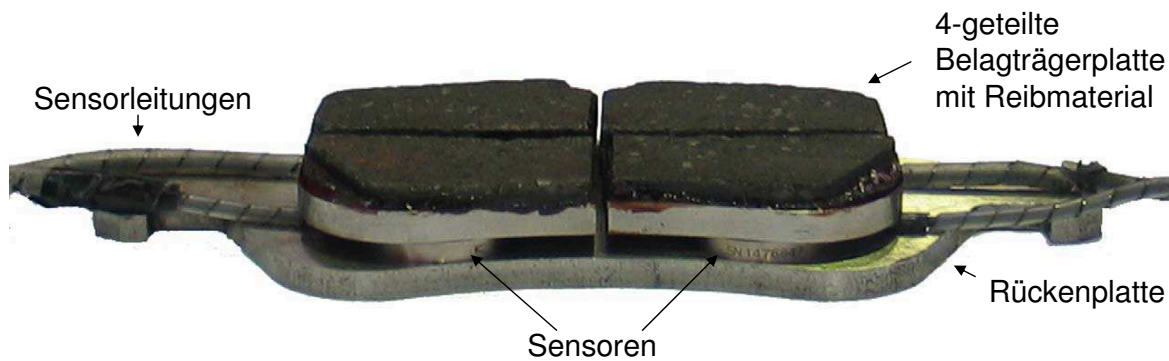


Abbildung 3.22: Endgültiger Aufbau des Kraftmessbelags

Der sichtbarste Unterschied im Vergleich zum „Dynamometer“-Entwurf des Kraftmessbelags (entsprechend Abbildung 3.14) liegt in der Vierteilung der Belagträgerplatte und des Reibmaterials. Weiterhin sind die Sensoren nun in einer Wirkrichtung mit den Kolben ausgerichtet, wie Abbildung 3.23 zu entnehmen ist. Auf der Faustseite sind gegenüberliegend der Kolben Aussparungen, so dass der faustseitige Belag symmetrisch zum kolbenseitigen aufgebaut wird.

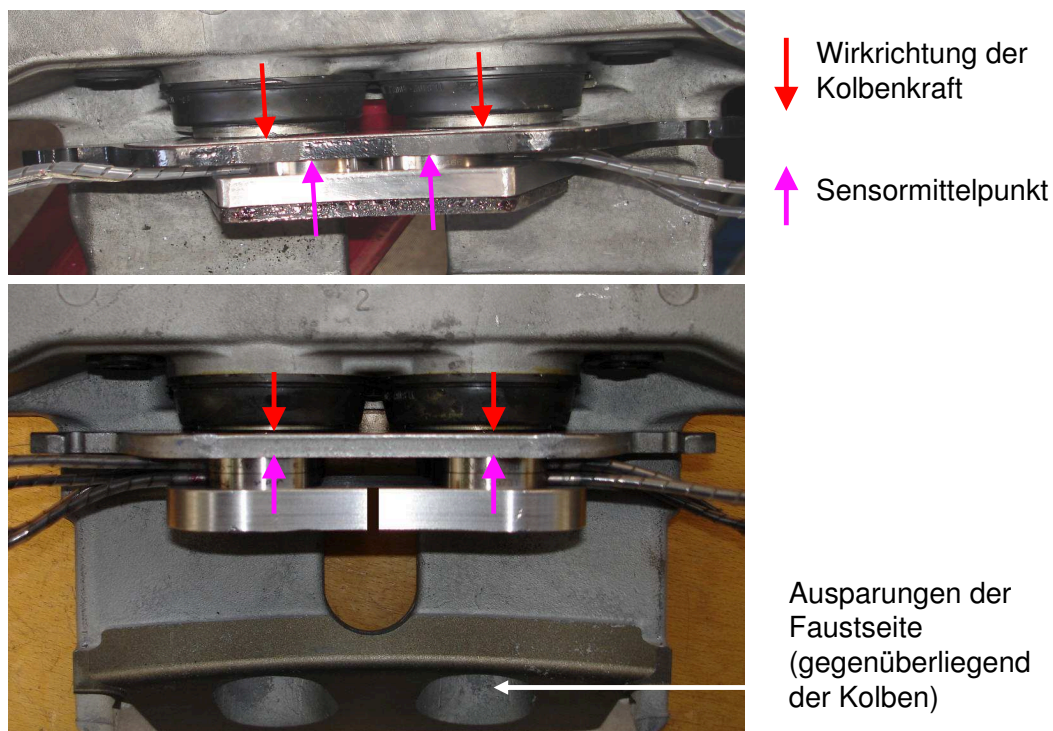


Abbildung 3.23: Ausrichtung der Sensoren

Der Nachweis der Zweckmäßigkeit der Teilung der Belagträgerplatte und der gleichzeitigen Festlegung der Dicke des Belagträgermaterials erfolgt ebenfalls experimentell. Entsprechend Abbildung 3.23 werden für die Bestimmung und Bewertung des Einflusses der Materialstärken der Rückenplatte und der geteilten Belagträgerplatten diese während der Kalibrier- und Verifikationsversuchen in ihrer Materialstärke variiert. In Abbildung 3.24 sind rechts beispielhaft Rückenplatten in einer Dicke mit 6, 8, 10 und 12 mm mit einer 10 mm Belagträgerplatte dargestellt.



Abbildung 3.24: Rechts: Variation der Dicke der Rückenplatte. Links: Entlastungsnuten in der vierteilten Belagträgerplatte

Nach der Vierteilung der Belagträgerplatte inklusive der Ergänzung durch die Entlastungsnuten – dargestellt in Abbildung 3.24 (rechts) – lassen sich keine signifikanten Unterschiede durch die Variation der Dicken der Rückenplatten und der Belagträgerplatten mehr feststellen. Aus diesem Grund wird die Rückenplatte entsprechend den Originalabmessung (6 mm) und die Belagträgerplatte auf Grund des begrenzten Bauraums so dünn wie möglich gestaltet. Der rechnerische Nachweis, dass die wirkenden Kräfte übertragen sowie eine Beschädigung der Sensoren ausgeschlossen werden können, erfolgt während der Auslegung der Schraubendimensionierung in Abschnitt 3.4.7.

Zum Vergleich mit den auftretenden Querkräften aus den Abbildungen 3.17 und 3.19 wird dieser Messaufbau ebenfalls mit Schubkraftsensoren bestückt und mit 10 kN Normalkraft belastet. Wie in Abbildung 3.25 dargestellt, konnten durch den neuen Aufbau des Kraftmessbelags die ungewollten Querkräfte um nahezu 90 % reduziert werden. Der restliche Querkraftanteil fließt in die Berechnung der notwendigen Vorspannkraft mit ein.

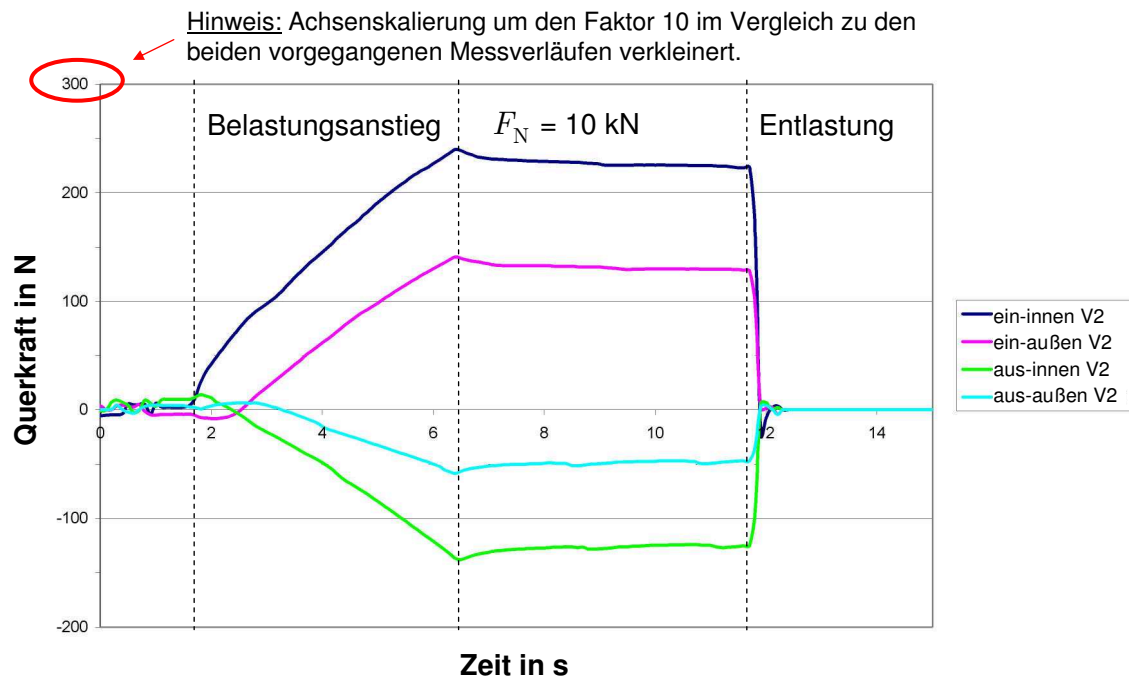


Abbildung 3.25: Auftretende Querkräfte unter 10 kN Normalkraftflächenbelastung des endgültigen Kraftmessbelags. Hinweis: Achsenskalierung um den Faktor 10 im Vergleich zu den Abbildungen 3.17 und 3.19 verkleinert

Einen Einfluss dieser Querkräfte auf die Messsignale der Normalkraftsensoren wird aus folgenden Gründen vernachlässigt. Durch Übersprechen⁷³ ist laut Hersteller eine Beeinflussung der Sensorsignale von bis zu einem Prozent möglich⁷⁴. Im vorliegenden Fall würde das Normalkraftsignal durch die ermittelten 240 N Querkraft um maximal 2,4 N bei der vorliegenden Normalkraftbelastung von 2500 N verfälscht werden. Dies könnte für den vorliegenden Anwendungsfall vernachlässigt werden, da aber diese Querkräfte auch während der Kalibrierung auftreten, fließen diese in die ermittelte Empfindlichkeit mit ein. Somit kann davon ausgegangen werden, dass die vorliegenden Querkräfte keinen Einfluss auf das Normalkraftsignal haben.

⁷³nach Tichy (1980) S. 145: Durch den Einfluss des Sensorgehäuses kann es zu einem Übersprechen der Signale kommen. Der Begriff Übersprechen bedeutet, dass ein Signal am Ausgang des Sensors anliegt, das durch eine andere als die diesem Ausgang zugeordnete und den Sensor belastende Messgröße verursacht wird. Das Übersprechen wird dabei als Verhältnis des Signals zur verursachenden Messgröße beschrieben. Eine mögliche Ursache ist z. B. die Querkontraktion des Gehäuses. Die Höhe des Übersprechens hängt von der Belastungsrichtung und dem Sensortyp ab.

⁷⁴www.kistler.com

3.4.6 Modellvorstellung des Messwertaufnehmers mit einer geteilten Belagträgerplatte

Der Bestimmung des Betrags und der Position des Angriffspunkts der Spannkraft liegt die folgende Modellvorstellung zugrunde. In Abbildung 3.26 ist der Bremsbelag als viergeteilter Quader symbolisiert, an dem die an den Sensoren wirkenden Kräfte eingezeichnet sind. Die Anpressdruckverteilung σ wirkt in der Reibschicht auf die vier Elemente des Kraftmessbelags, die in der folgenden Abbildung mit der Resultierenden der Spannkraft F_{Sp} angreift. Zur besseren Übersicht werden die Kräfte in y-Richtung, die entsprechend der Modellvorstellungen in den Abbildungen 3.5 und 3.6 (Seite 37 ff.) vernachlässigt werden können, und die an den Sensoren angreifenden Momente, diese werden im zweiten Teil der Modellvorstellung in Abbildung 3.27 erörtert, in dieser Abbildung nicht dargestellt.

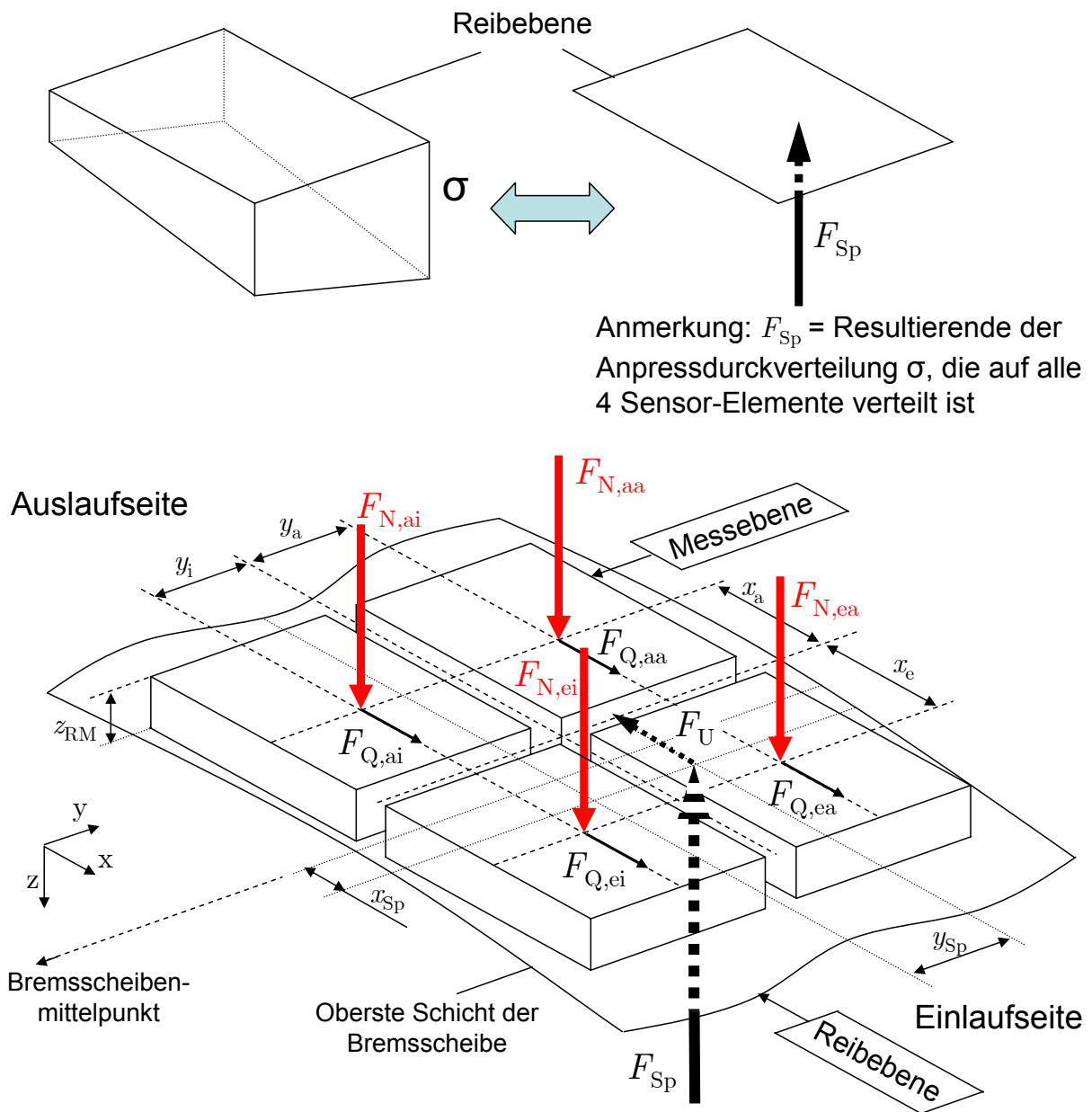


Abbildung 3.26: Modellvorstellung der Kräfte am Kraftmessbelag, Teil 1

Das Ziel ist die Erfassung des Betrags der Spannkraft F_{Sp} und die Position des Angriffspunkts der Spannkraft beschrieben durch x_{Sp} und y_{Sp} . Ein Kräftegleichgewicht in z-Richtung ergibt den Betrag der Spannkraft zu:

$$F_{Sp} = \sum_{z=1}^4 F_{N,z} = F_{N,ai} + F_{N,aa} + F_{N,ei} + F_{N,ea} \quad (3.11)$$

Für die Bestimmung des Angriffspunkts der Spannkraft in x-Richtung wird ein Momentengleichgewicht um die y-Achse gebildet:

$$x_{Sp} = \frac{(F_{N,ea} \cdot x_e) + (F_{N,ei} \cdot x_e) - (F_{N,aa} \cdot x_a) - (F_{N,ai} \cdot x_a) + (F_U \cdot z_{RM})}{F_{Sp}} \quad (3.12)$$

Für den Angriffspunkt der Spannkraft in y-Richtung gilt analog:

$$y_{Sp} = \frac{(F_{N,ei} \cdot y_i) + (F_{N,ai} \cdot y_i) - (F_{N,ea} \cdot y_a) - (F_{N,aa} \cdot y_a)}{F_{Sp}} \quad (3.13)$$

Die Ermittlung der Umfangskraft für die Bestimmung der y-Position des Kraftangriffspunkts erfolgt nach den Beschreibungen in Abschnitt 3.1.3 „Modellvorstellungen der am Bremsbelag angreifenden Kräfte und Momente“, entsprechend Gleichung 3.6.

In der Modellvorstellung in Abbildung 3.26 wird für die Berechnung der Position des Kraftangriffspunkts vereinfachend angenommen, dass an jedem der vier Sensorelemente, die Resultierende der Anpressdruckverteilung auf einer Wirklinie mit den Sensoren liegt. Mit Abbildung 3.27 wird anhand eine zweidimensionalen Skizze gezeigt, dass Abweichungen zwischen den Wirklinien der Sensoren und der Spannkkräfte auftreten können.

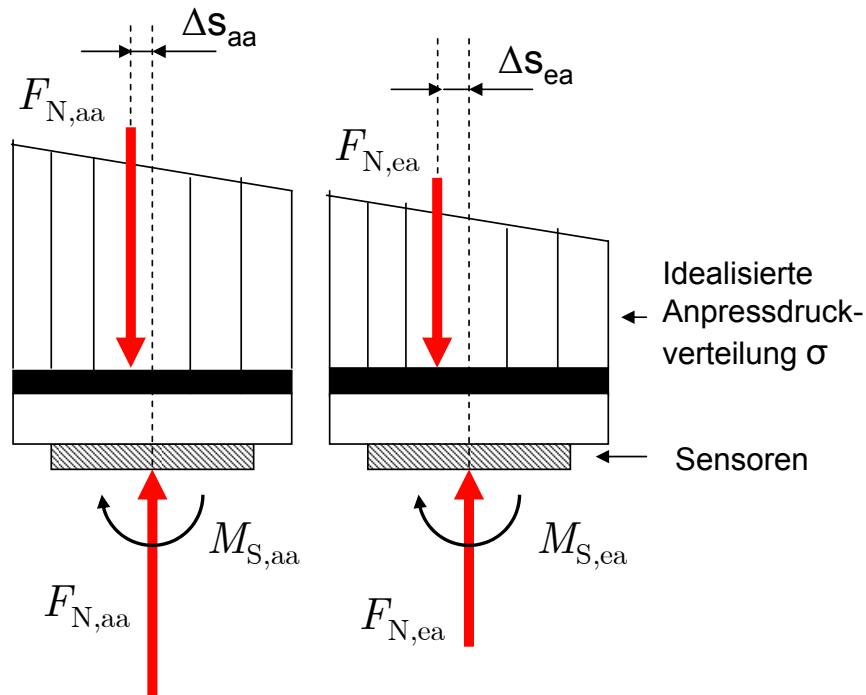


Abbildung 3.27: Modellvorstellung der Kräfte am Kraftmessbelag, Teil 2 (2D-Ansicht)

Dargestellt sind zwei der vier Sensorelemente und eine auf einer Seite erhöhte Linienlast. Die Steigung der Linienlast hat keine Auswirkung auf die Messung des Betrags der Kraft. Die Linienlast führt zu einem Moment, das über die Sensoren abgestützt werden muss und zu einer Parallelverschiebung zwischen den Wirklinien der beiden Kräfte, die mit Δs_i beschrieben ist. Das Abstützen von Momenten $M_{S,i}$ hat laut BILL⁷⁵ und den technischen Daten des Sensorherstellers⁷⁶ keine Auswirkungen auf das Messsignal, solange ein Grenzwert nicht überschritten wird, der zur Zerstörung des Quarzes führen würde⁷⁷. Die Abweichungen Δs_i zwischen den Wirklinien der Kräfte kann nicht erfasst werden und führt somit zu einem Fehler in der Bestimmung des Kraftangriffspunkts. Bei genauer Kenntnis über die Höhe und den Verlauf der Linienlast, bzw. bezogen auf den gesamten Bremsbelag der Flächenlast oder der Anpressdruckverteilung, könnte diese Abweichung berechnet werden. Die Anpressdruckverteilung kann mit der Bedingung einer stehenden Bremsscheibe z. B. mit elektrischen Druckmessfolien (vgl. Abschnitt 3.2) gemessen werden. Die erfasste Anpressdruckverteilung ist aber in der Bremse nur für eine bestimmte Konstellation gültig, da eine Änderung des Bremsdrucks oder der Verschleiß der Reibpartner zu Änderungen in den Anpressdruckverteilungen führen. Während eines Bremsvorgangs ist die Anpressdruckverteilung vollständig unbekannt.

Ohne die Kenntnis über die Anpressdruckverteilung kann der Fehlereinfluss für die Bestimmung des Kraftangriffspunkts rechnerisch nicht bestimmt werden. Aus diesem Grund wird die Messgenauigkeit für die Bestimmung des Kraftangriffspunkts experimentell während der Validierung der Kraftmessbeläge (ab Abschnitt 4.2) ermittelt. Entsprechend der Modellvorstellung aus Abbildung 3.27 wird erwartet, dass bei einer gleichmäßigen Anpressdruckverteilung keine Abweichung auftritt und die Abweichungen entsprechend des Grads der Änderung der Anpressdruckverteilung zunehmen.

3.4.7 Auslegung des endgültigen Messwertaufnehmers

Festgelegt ist, dass in den Kraftmessbelägen die originale Rückenplatten verwendet werden. Die Mindestdicke der Belagträgerplatten (Platten, auf die das Reibmaterial geklebt wird) ergibt sich aus der Mindesteinschraubtiefe der Verschraubung der Sensoren, die im Folgenden festgelegt wird.

Entscheidend für die Höhe der Vorspannkraft ist, dass die Schub- bzw. Umfangskräfte über Reibung übertragen werden können. Entsprechend Gleichung 3.7 auf Seite 46 sollen Spannkkräfte bis zu 16,6 kN pro Belag gemessen werden. Die Verteilung auf die vier Sensoren ist nicht bekannt, aber es kann angenommen werden, dass bei höheren Bremsdrücken die außen liegenden Sensoren höhere Kräfte als die innen liegenden Sensoren übertragen müssen. Abgeschätzt wird, dass sich die Kräfte maximal zu je einem Drittel auf die außen liegenden und zu einem Drittel zusammen auf die innenliegenden Sensoren verteilen⁷⁸.

In Abbildung 3.28 sind die an den Piezoquarzsensoren angreifenden Kräfte und die zugehörigen Reibwerte aufgetragen.

⁷⁵Bill (2003): Messen mit Kristallen S. 17.

⁷⁶N.N. (2006): SlimLine Sensor Typ 9130B bis 9136B. Version: 9130B-000-110d-11.06.

⁷⁷Das maximal vom Sensor übertragbare Biegemoment ist anhängig von der Höhe der Vorspannkraft und beträgt max. 132 Nm. Dieser Wert wird ca. mit dem Faktor 3 unterschritten, so dass eine Zerstörung der Sensoren durch ein zu hohes Biegemoment ausgeschlossen werden kann.

⁷⁸Diese Annahme ist durch Vorversuche belegt und bestätigt sich auch in den folgenden Hauptversuchen.

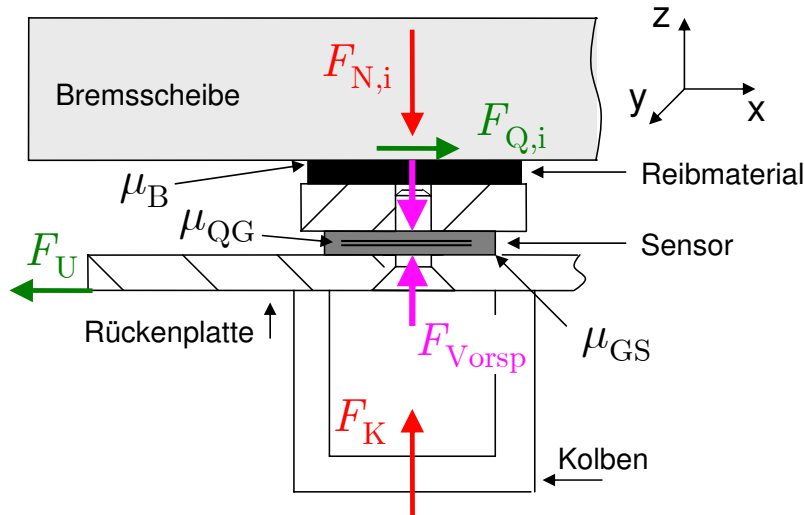


Abbildung 3.28: Wirkende Kräfte an den Sensoren

Die maximale aus der Umfangskraft wirkende Querkraft $F_{Q,i,\max}$ an einem Sensor beträgt bei einem maximalen Reibwert $\mu_{B,\max} = 0,5$:

$$F_{Q,i,\max} = \frac{F_{Sp,\max}}{3} \cdot \mu_{B,\max} = 2,75 \text{ kN} \quad (3.14)$$

Diese Querkraft und die Scheinquerkraft $F_{QS,\max} = 400 \text{ N}$ muss an den Übergangsstellen zwischen dem Gehäuse und der Belagträger- und Rückenplatte sowie im Inneren des Sensors zwischen den Piezoquarzen übertragen werden. Die Reibwerte μ_{GS} und μ_{QG} betragen dabei 0,1. Die gleichzeitig wirkende Spannkraft bewirkt in den Sensoren eine Normalkraft $F_{N,i}$, die in die gleiche Richtung wie die Vorspannkraft wirkt und reduziert somit die benötigte maximale Vorspannkraft um den Betrag $\frac{F_{Sp,\max}}{3}$. Mit diesen Angaben berechnet sich die Mindest-Vorspannkraft zur Übertragung der Querkräfte mittels Reibung zu:

$$F_{Vorsp} \geq \frac{F_{Q,i,\max} + F_{QS,\max}}{\mu_{QG}} - \frac{F_{Sp,\max}}{3} = \frac{3,15 \text{ kN}}{0,1} - 5,53 \text{ kN} \approx 26 \text{ kN}. \quad (3.15)$$

Die Vorspannkraft kann mit einer M8-Senkkopfschraube⁷⁹ der Festigkeitsklasse 10.9 übertragen werden. Die Mindesteinschraubtiefe wird im Tabellenbuch Metall⁸⁰ mit 8 mm angegeben. Dies würde bedeuten, dass zusammen mit dem 4 mm hohen Sensor der vorhandene Bauraum nicht ausreichend ist (vgl. Abbildung 3.11). Bei der Angabe der Einschraubtiefe wird von einem einfachen (Bau-)Stahl ausgegangen. Es gibt verschiedene Berechnungsmethoden zur Mindesteinschraubtiefe, z. B. nach VDI 2230, ALEXANDER⁸¹ oder nach DOSE⁸², die mit einer Vielzahl benötigter Angaben zu verschiedenen Ergebnissen führen⁸³.

⁷⁹DIN 7991

⁸⁰Fischer/Heinzler/Schilling (2005): Tabellenbuch Metall S. 211.

⁸¹Alexander (1977): Analysis and design of threaded assemblies.

⁸²Dose (2006): Schraubenberechnung unter Berücksichtigung der Flankenwinkel, Werkstoffkennwerte und Scherspannungsfaktoren.

⁸³Dose (2002): Vergleichstabelle der gerechneten Einschraubtiefen und Abstreifdurchmesser mit Versuchsergebnissen.

Aus diesem Grund erfolgt ein experimenteller Nachweis mit einem legierten Vergütungsstahl (42CrMo4)⁸⁴, dass eine Reduzierung der Belagträgerplatten auf 6,5 mm möglich ist. Wie im vorangegangenen Kapitel gezeigt, ist für eine Übertragung der Querkräfte eine Vorspannkraft von 26 kN erforderlich. Insgesamt wurden acht Schraubverbindungen auf mehrmaliges Be- und Entlasten mit 30 kN getestet und keinerlei Beschädigung festgestellt. Falls es im Betrieb zu einem Abstreifen des Gewindes oder Brechen der Schraube kommen sollte, würde dies zu einem Totalausfall, eventuell auch zur Zerstörung des Sensors führen. Ein unbemerktes Verfälschen der Messsignale wird ausgeschlossen. Somit bestehen die Belagträgerplatten des endgültigen Messwertaufnehmers aus 6,5 mm dicken 42CrMo4-Platten und es bleibt eine Reibschichtdicke von 4 mm erhalten.

In Abbildung 3.29 sind die endgültigen Abmessungen des Kraftmessbelags dargestellt. Eine photographische Aufnahme ist bereits in Abbildung 3.22 zu sehen.

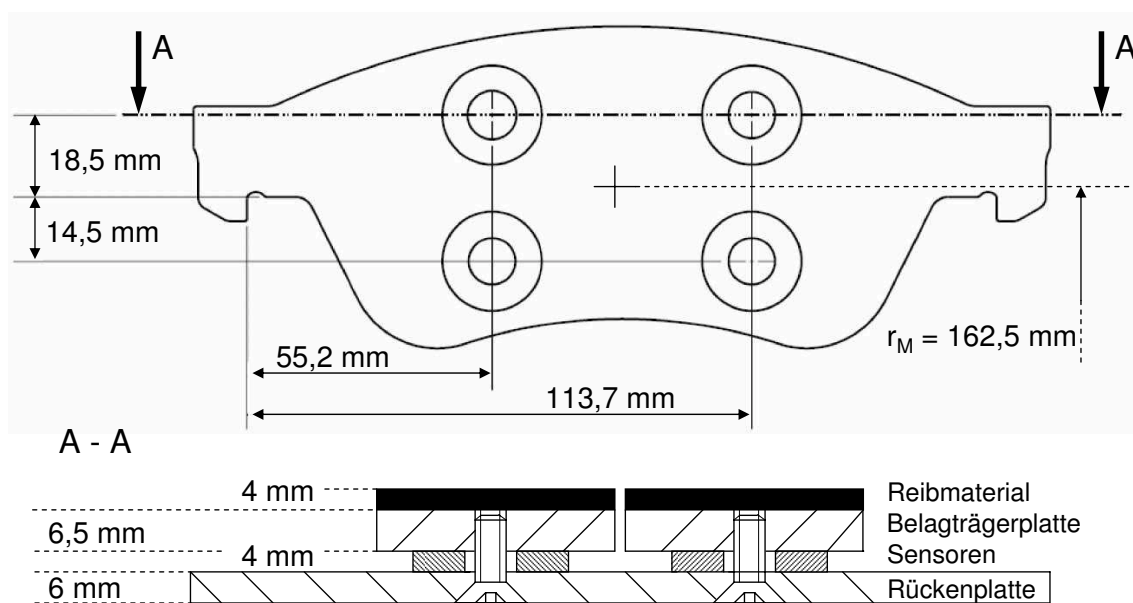


Abbildung 3.29: Abmessungen des endgültigen Kraftmessbelags

3.5 Fazit

Zum Abschluss des Entwurfsprozesses stehen zwei (der kolben- und der faustseitige) Kraftmessbeläge zu Verfügung. Anhand von Vorversuchen konnte gezeigt werden, dass die Kraftmessbeläge mit den geteilten Belagträgerplatte die gestellten Anforderungen erfüllen und der Produktentwicklungsprozess fortgeführt werden kann.

Im Ausarbeitungsprozess werden die Kraftmessbeläge kalibriert und die Anwendbarkeit der Kraftmessbeläge in einer Scheibenbremse nachgewiesen. Zum Abschluss werden innerhalb einer Spezifikationstabelle die Einsatzgrenzen und die maximalen Messabweichungen angegeben.

⁸⁴Einsatzgebiete sind z. B. Zahnräder und Pleulstangen; technische Daten in DIN2230

4 Kraftmessung in einer Scheibenbremse – Ausarbeitungsprozess

4.1 Kalibrierung der Kraftmessbeläge

Aus der Entwurfsphase wird übernommen, dass es erforderlich ist, die Sensoren einzeln und im eingebauten Zustand zu kalibrieren. Kalibriert wird nach den Vorgaben der Schriften des Deutschen Kalibrierdienstes DKD¹, die sich nach den Vorgaben der DIN EN ISO/IEC 17025, VDI/VDE 2066, VDI/VDE 2638, DIN EN 1002 und DIN EN ISO 7500-1 richten. Insbesondere gelten für die Kalibrierung der Kraftmessbeläge die Vorschriften DKD-R 3-3² und DKD-R 3-9³.

In Abbildung 4.1 ist die Messkette des Versuchsaufbaus schematisch dargestellt. Die Sensoren werden integriert in den Kraftmessbelag kalibriert und die Messkette von den Piezoquarzsensoren bis zur Messdatenerfassung bleibt während der Kalibrierung und der Versuche im Bremsenprüfstand unverändert. Je nach Bedarf werden weitere Sensorsignale der Messkette hinzugefügt. Die gleichzeitige Belastung aller Sensoren, d. h. des gesamten Kraftmessbelags, erfolgt während der Validierung (Abbildung 4.7 auf Seite 75).

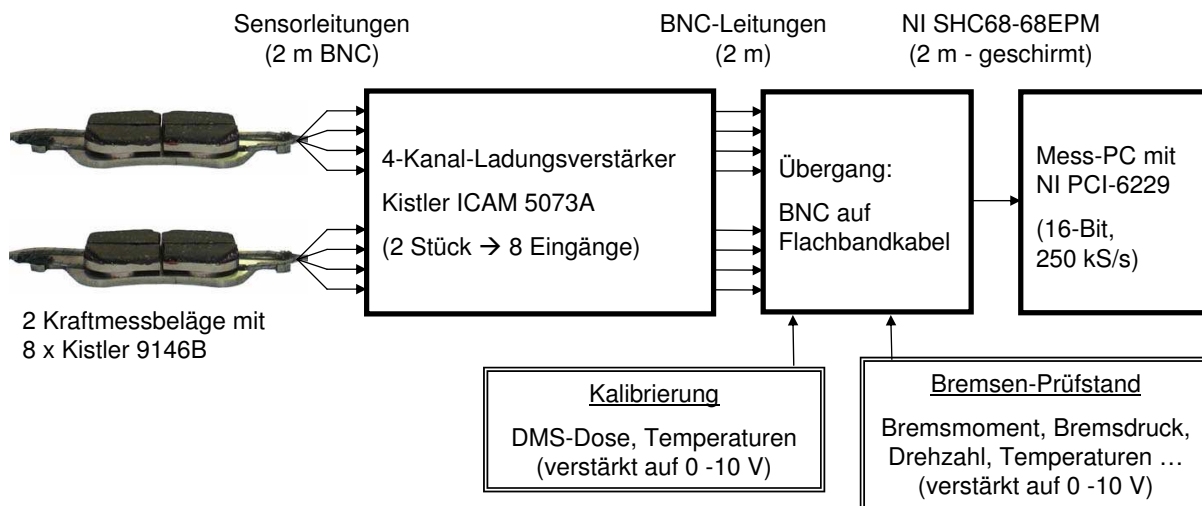


Abbildung 4.1: Messkette des Versuchsaufbaus

¹N.N.: Deutscher Kalibrierdienst bei der Physikalisch-Technischen Bundesanstalt, Braunschweig.

²DKD-R 3-3: Kalibrierung von Kraftmessgeräten (2/1996)

³DKD-R 3-9: Kontinuierliche Kalibrierung von Kraftaufnehmern nach dem Vergleichsverfahren (2/2005)

Der Zusammenhang zwischen der gemessenen Ladung Q und der Belastung ist bei Piezoquarzsensoren über die Empfindlichkeit k_p der Sensoren nach Gleichung 3.10 auf Seite 50 gegeben. In Abschnitt 3.4.3 wurde ermittelt, dass die Empfindlichkeiten der Sensoren nicht gleich ist. Weiterhin wurde in diesen Vorversuchen ermittelt, dass die Empfindlichkeit der Sensoren über eine Änderung der Normalkraftbelastung nur annähernd konstant sind. Für eine geringere Messabweichung werden deshalb im Folgenden für alle Sensoren einzeln die Empfindlichkeit kontinuierlich über den gesamten Messbereich bestimmt.

Mit diesen Vorgaben werden die Sensoren einzeln in der Kalibriereinheit durch die Belastung mit einem Hydropulser entsprechend Abbildung 4.2 kalibriert.

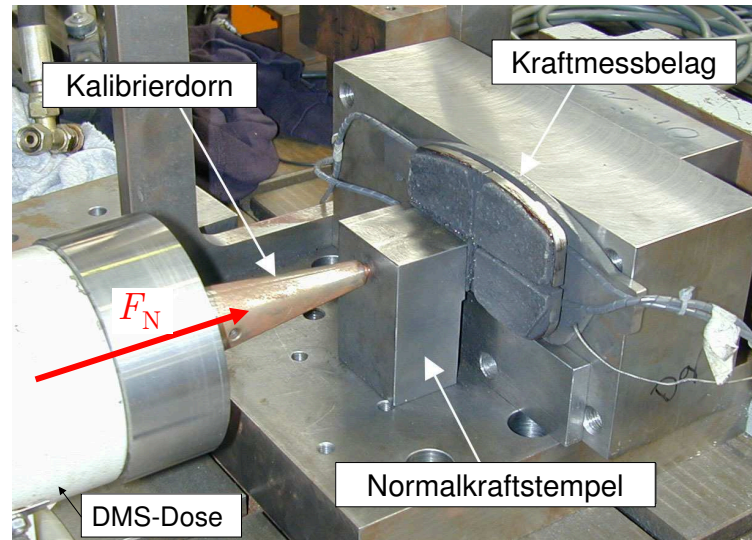


Abbildung 4.2: Kalibrierung der Kraftmessbeläge über den Hydropulser-Aufbau

Als Ergebnis der Kalibrierung werden nach Gleichung 3.10 die Empfindlichkeit bestimmt. In Abbildung 4.3 ist beispielhaft der Verlauf der Empfindlichkeit über der Normalkraftbelastung für einen Sensor dargestellt.

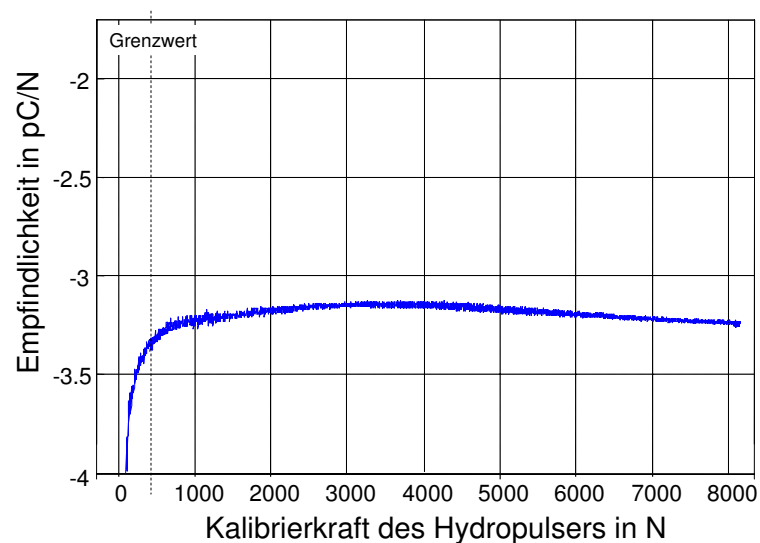


Abbildung 4.3: Empfindlichkeiten eines Sensors über der Kalibrierkraft

Laut den Anforderungen beträgt der Mindestbremsdruck während der Bremsversuche 10 bar. Dies ruft einer Spannkraft von ca. 2800 N pro Bremsbelag hervor. Entsprechend der Annahme der ungleichmäßigen Anpressdruckverteilung von 2/3 auf zwei Sensoren und 1/3 auf die beiden anderen Sensoren bedeutet dies eine Mindestspannkraft von ≈ 460 N der beiden jeweils schwächer belasteten Sensoren. Der Kraftbereich bis ca. 300 N weist hohe Abweichungen in der Empfindlichkeit zum restlichen Verlauf auf – diese können nach Rücksprache mit dem Sensorhersteller durch ein Setzen innerhalb des Sensors, der Verschraubung und des restlichen Aufbaus hervorgerufen werden. Diese Empfindlichkeitsabweichungen wirken sich nur im Bereich kleiner Bremsdrücke (kleiner als 10 bar) negativ auf die Messergebnisse aus. Da nur Abbremsungen mit einem Bremsdruck von mindestens 10 bar untersucht werden, spielen diese Empfindlichkeits-Abweichungen für das weitere Vorhaben keine Rolle.

Zur Verifizierung werden die Empfindlichkeitsverläufe durch Funktionen höherer Ordnung angenähert und die Versuche für jeden Sensor auf vier verschiedenen Kraftniveaus dreimal wiederholt. Die Auswertung der Messwerte zeigt bei drei Wiederholungen Messunsicherheiten von kleiner 0,5 %. Dies zeigt sich bei insgesamt vier Kraftniveaus aller acht Sensoren und somit 96 Versuchen für die gesamte Messkette – inklusive der Messunsicherheit der Kraftmessdose der Kalibriereinheit⁴.

Die aus den bestimmten Empfindlichkeiten abgeleiteten acht Kalibrierfunktionen spiegeln die gesamte Messkette wider, d. h. es ist damit nicht der Sensor einzeln kalibriert, sondern der gesamte Messaufbau inklusive der Beeinflussung durch die Verkabelung, die Ladungsverstärker und die Messdatenerfassung.

4.2 Validierung der Kraftmessbeläge

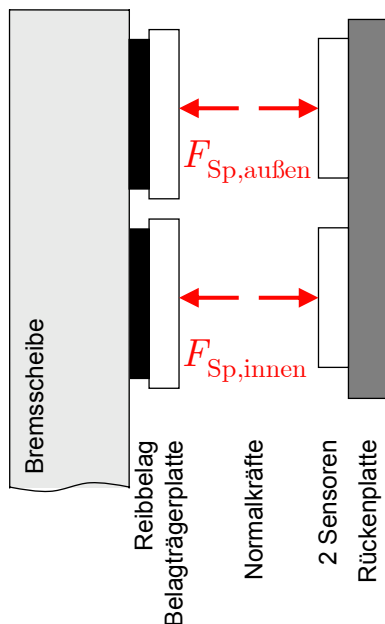
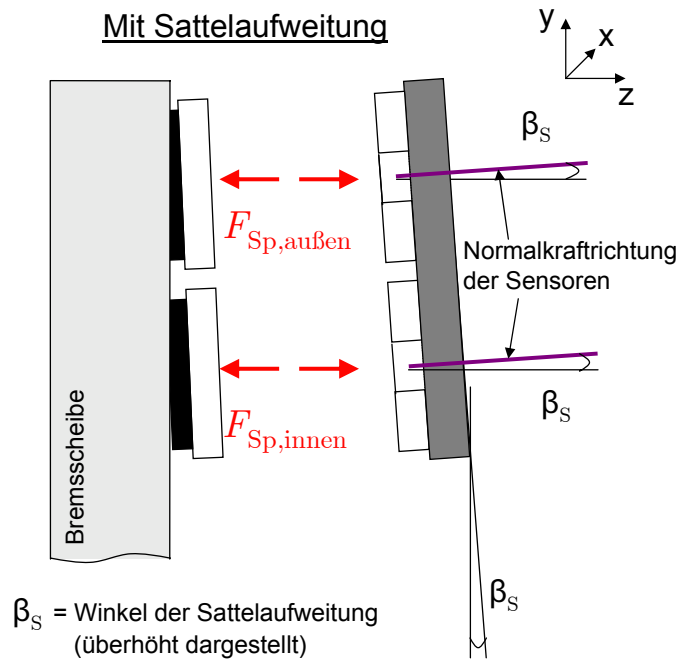
4.2.1 Anforderungen an die Kraftmessbeläge

Für eine Validierung müssen die Kraftmessbeläge die Anforderungsliste erfüllen. Angestrebt werden folgende Ziele:

- Messung der Beträge der Spannkräfte,
- Messung der Kraftangriffspunkte der Spannkräfte,
- Messung von quasistatischen Kräften und Kraftänderungen und
- Messung bei stehender Bremsscheibe und während des Bremsvorgangs.

Die Kalibrierung der Sensoren der Kraftmessbeläge erfolgte einzeln unter reiner Normalkraftbelastung. In einer Bremse erfahren die Bremsbeläge weitere Belastungen, z. B. resultierend aus der Sattelaufweitung. In Abbildung 4.4 ist, entsprechend Abschnitt 3.1.3, der Einfluss durch die Sattelaufweitung auf die Kraftmessbeläge übertragen dargestellt.

⁴Der Sensorhersteller (Kistler) gibt für diese Sensoren an, dass die maximal auftretende Messunsicherheit kleiner als 1% ist.

Bremsbelag und -scheibe parallelMit Sattelaufweitung**Abbildung 4.4:** Wirkende Kräfte auf die Sensoren ursächlich der Sattelaufweitung

Für den Nachweis, dass die Kraftmessbeläge in einer Bremse eingesetzt werden können, müssen neben den oben genannten nachzuweisenden Größen folgende Punkte untersucht, bzw. deren Einfluss auf die Messergebnisse gezeigt werden:

- Aufweiten des Bremssattels und damit verbunden Lageänderung der Bremsbeläge um die x- und y-Achse,
- Querkräfte in x- und y-Richtung,
- Positionsänderung der Bremsbeläge relativ zur Bremsscheibe,
- Einleitung der Kraft auf der Kolbenseite über die Kolben (im Vergleich zu einem flachen Stempel in der Kalibriereinheit),
- Temperaturänderungen.

Nach der Festlegung der Validierungsmaßnahmen wird im Folgenden untersucht, welche Möglichkeiten für die Validierung der Kraftmessbeläge bestehen.

4.2.2 Bestimmung und Entwicklung des Validierungswerkzeugs

In Abschnitt 4.2.1 sind die notwendigen Punkte zur Validierung der Kraftmessbeläge festgehalten.

Da in einer Bremse während eines Bremsvorgangs die Normal-, Querkräfte, das Aufweiten des Bremssattels und die Temperatur gleichzeitig auftreten, sich verändern und überlagern, lassen sich die zu erwartenden Einflüsse auf die Kraftmessbeläge in einer Bremse nicht eindeutig zuweisen. Um die Übertragbarkeit der Ergebnisse der Kraftmessbeläge

zu gewährleisten, werden die Versuche, die in einer Radbremse möglich sind, in dieser durchgeführt und für alle weiteren ein Validierungswerkzeug entwickelt. Mit dem Validierungswerkzeug sollen die einzelnen, aber auch die kombinierten Einflüsse auf die Kraftmessbeläge untersucht werden können.

Nach Abschnitt 3.2 (Stand der Technik und Forschung) existieren für Radbremsen nur Messwerkzeuge, die bei einer stehenden Bremscheibe, bzw. mit einem Bremscheibenersatz, genutzt werden können. Bei den benötigten Genauigkeiten von z. B. Bremsmoment-schwankungen in Höhe von $\Delta M_B = 3\%$ entfallen das Verfahren nach FIELDHOUSE und die Nutzung von elektrischen Druckmessfolien. Auch Bremscheibenersatzstücke sind nicht geeignet, da mit ihnen eine Unterscheidung zwischen der kolben- und faustseitigen Spannkraft, bzw. die Bestimmung der Kraftangriffspunkte nicht möglich ist.

Für die Durchführung der Validierung wird die Kalibriereinheit zu einem Validierungswerkzeug erweitert. Dazu wird ermöglicht, dass Kräfte aus mehreren Richtungen, die Einleitung der Kolbenkraft über die Bremskolben, die Sattelaufweitung sowie eine Temperaturänderung der Sensoren nachgestellt und untersucht werden können.

Der Grad der Bremsattelaufweitung und die Verschiebung bzw. Verdrehung der Bremsbeläge wird in der eingesetzten Bremse während einer Abbremsung bestimmt und in das Validierungswerkzeug übertragen.

In Abbildung 4.5 ist ein Vergleich der Kräfte in einer Bremse und im Validierungswerkzeug dargestellt.

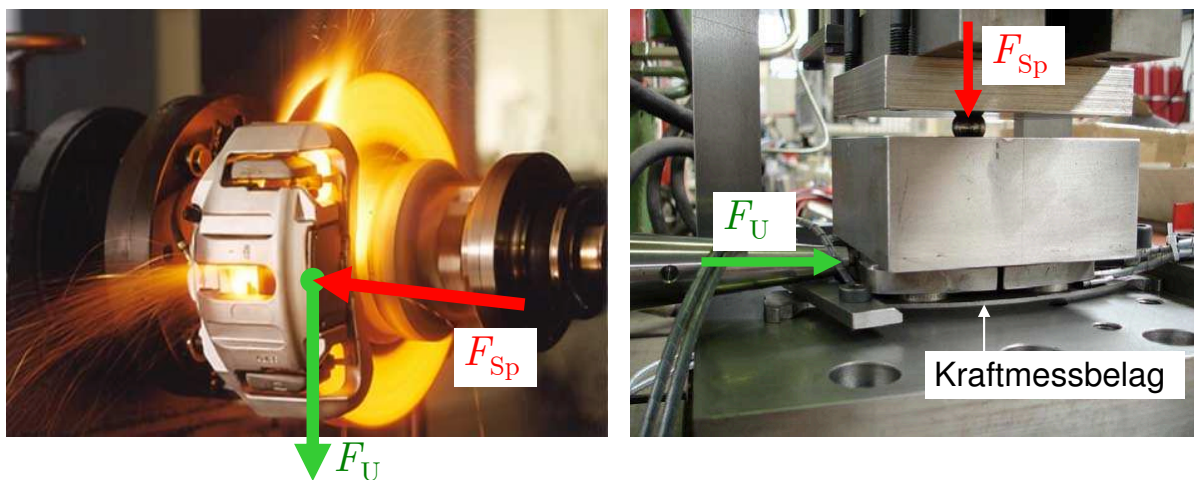


Abbildung 4.5: Validierungswerkzeug – Vergleich mit den Kräfte in einer Bremse. Quelle (links): CONTINENTAL

Die Kräfte werden dabei immer über gehärtete Stahlkugeln geleitet, um einen definierten Kraftangriffspunkt zu erhalten. Der Betrag der Kräfte wird dabei entweder über die DMS-Dose des Kalibrierungswerkzeugs gemessen oder mit geeichten Kalibriergewichten aufgebracht. Der Bremsbelag kann in mehreren Richtungen im Validierungswerkzeug eingespannt werden, um so die verschiedenen Belastungen nachzustellen. Dabei ist es möglich, einzelne Sensoren oder den Gesamtbelag mit Kräften zu beaufschlagen.

In Abbildung 4.6 ist links der Spannkraftstempel mit der Nachbildung der Bremskolben der Versuchsbremse (dieser wird im Validierungswerkzeug eingesetzt, um sicher zu stellen, dass in der Bremse die Einleitung der Kolbenkraft über die ringförmige Kolben nicht zu unbekannten Einflüssen, z. B. durch Biegemomente, führt) und rechts die Nachstellung der Sattelaufweitung dargestellt.

Kolbenersatzstück



Zwei nachgebildete Kolben
entsprechend dem Sattel
Continental 2FNR-42AL

Sattelaufweitung

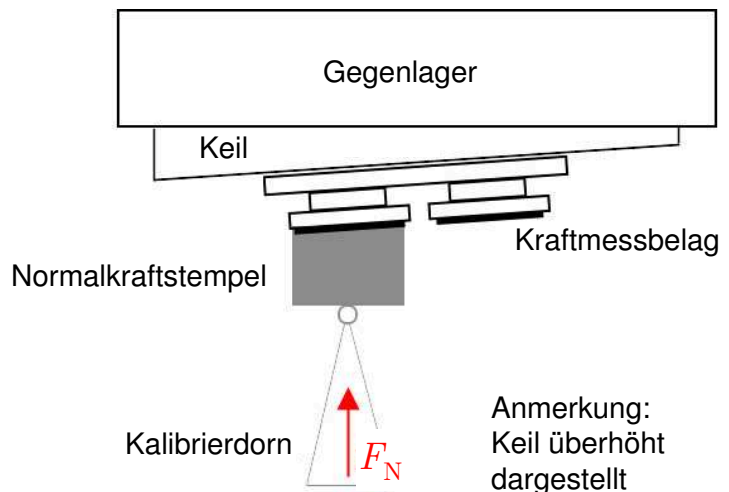


Abbildung 4.6: Validierungswerkzeug – Nachahmung der Bremsattelkolben und der Sattelaufweitung

Der Keil kann in alle Richtungen gedreht werden, um so die Lageänderung der Bremsbeläge um die x- und die y-Achse nachzubilden.

In Tabelle 4.1 ist zusammengefasst, welche Validierungsmaßnahmen in der Bremse und / oder im Validierungswerkzeug durchführbar sind.

Anmerkung zur Tabelle 4.1: + bedeutet: möglich, - bedeutet: nicht möglich, o bedeutet: bedingt möglich.

Tabelle 4.1: Validierungsmöglichkeiten

	in der Bremse	Validierungswerkzeug
Betrag der Spannkraft	o	+
+ Bremsscheiben- ersatzstück	$F_K > F_{Sp,K} > F_{Sp,F}$	
	o $F_{Sp,BE} = F_{Sp,K}$	
Angriffspunkt	-	+
quasistatische Kräfte	o \Rightarrow werden mit Gewichten entspr. Abb. 3.15 re. untersucht	o/+
dyn. Kraftänderungen	o	+
Einfluss der Sattelaufweitung	- Aufweiten um y-Achse überlagert von Querkraften	+
Einfluss von Querkraften	- Kraftflüsse sind unbekannt	+
Positionsänderung der Beläge	+	-
Einfluss der Temperaturänderung	o (schwer zu regulieren)	+

Im Folgenden werden diese Versuche dargestellt und der Einfluss auf die Messergebnisse erläutert.

4.2.3 Verifikationsergebnisse für den Betrag der Spannkraft bei stehender Bremsscheibe

4.2.3.1 Nachweis des Summensignals der Kraftmessbeläge

Während der Kalibrierung wurden die vier Sensorelemente einzeln belastet. Für einen Nachweis, dass mit den Kraftmessbelägen die Spannkraft in einer Bremse gemessen werden kann, werden im ersten Schritt die Kraftmessbeläge mit einer Normalkraft (entsprechend Gleichung 3.7 auf Seite 46) bis 16,6 kN beaufschlagt. Zur Übertragbarkeit auf die Bremse wird die Kraft über das Bremskolbenersatzstück nach Abbildung 4.6 eingeleitet. Dargestellt sind in Abbildung 4.7 die durch die Kraftmessbeläge gemessenen Kräfte über der durch das Validierungswerkzeug erzeugten Kraft. Erzeugt wurden drei gleichmäßig verteilte Kraftniveaus.

Fehlerfrei würde sich, wie dargestellt, eine Winkelhalbierende der Messwerte einstellen. Es stellt sich eine maximale Abweichung und somit Messunsicherheit von kleiner 0,5 %, bei einer reinen Normalkraftbelastung unter Nutzung des Bremskolbenersatzstücks, ein.

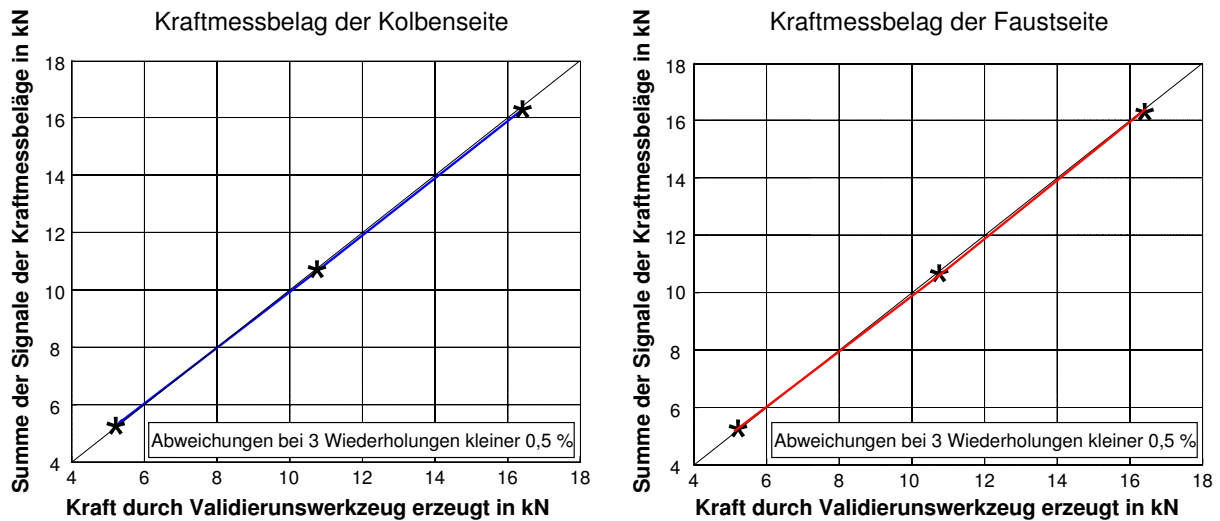


Abbildung 4.7: Betrag der Spannkraft der Kraftmessbeläge

Somit ist keine Abweichung zwischen einer Einzelbelastung der Sensoren und der einer Gesamtbelastung der Kraftmessbeläge bezüglich der Messunsicherheit festzustellen.

4.2.3.2 Untersuchung statischer Kräfte

Sowohl die Sensoren als auch die Ladungsverstärker verursachen aufgrund endlicher Widerstände (im Bereich von $10^{12} \Omega$) eine zeitliche Änderung der Ladung trotz konstanter Belastung. Diese wird als Drift bezeichnet und beeinflusst das Messsignal. Für die Bewertung des Einflusses der Drift auf die geplanten Messungen werden die Sensoren einzeln mit der maximalen Last von 7 kN beaufschlagt.

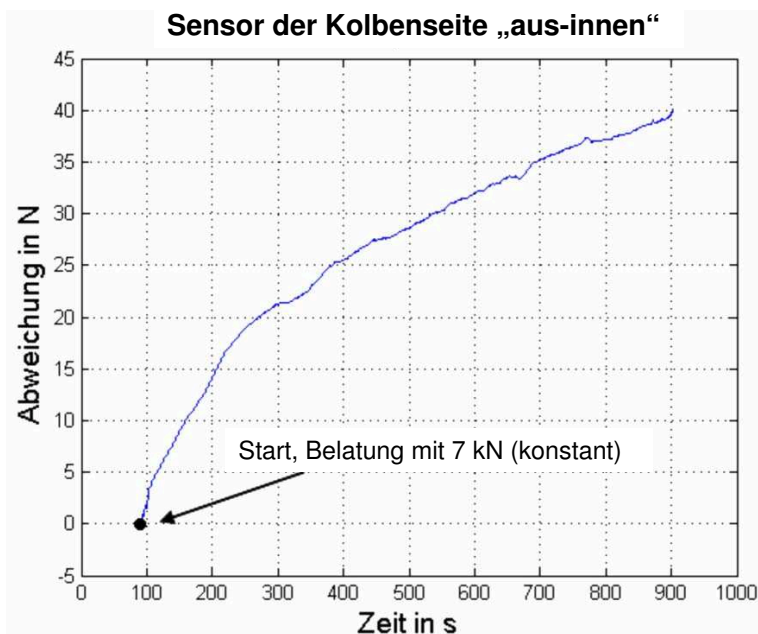


Abbildung 4.8: Untersuchung des Driftverhaltens der Messkette

In Abbildung 4.8 ist beispielhaft für einen der im Kraftmessbelag eingebauten Sensoren das Driftverhalten in einem Langzeitversuch dargestellt. Die Driftauswirkung beträgt im Durchschnitt ca. 7,5 N pro Minute. Vor jedem Versuch werden die Piezosensoren automatisch durch den Ladungsverstärker kurzgeschlossen (= Reset), um so ein Nullsignal zu erzeugen. Bei der hier gezeigten Belastung von 7 kN und einer maximalen Bremsdauer von 70 Sekunden beträgt die Abweichung für die gesamte Messkette somit weniger als 0,1 % und kann vernachlässigt werden. Bei kleinen Bremsdrücken, z. B. mit $p_{\text{hyd}} = 10$ bar, beträgt die Normalkraft pro Sensor ca. 700 N und die Drift der Messsignale würde zu einer Messabweichung von ca. 1 % führen. Die Höhe des Drifts entspricht der Signalstärke der einzelnen Sensoren nach der Entlastung. Nach GAUTSCHI⁵ und entsprechend Abbildung 4.8 verhält sich die Drift über die ersten 70 Sekunden annähernd linear über der Zeit. Somit wird ein Korrekturfaktor zur Minimierung des durch die Drift entstehenden Messfehlers eingeführt, der sich aus dem Endwert nach der Entlastung und der Zeitdauer des Versuchs errechnet⁶. In der Fahrzeugbremse werden die Bremsbeläge nicht vollständig entlastet. Nach einem Bremsvorgang treten durch den Kontakt zwischen den Bremsbelägen und der Brems Scheibe nach Messungen von SCHUMANN⁷ Restbremsmomente bis ca. 2 Nm auf. Sie werden durch Restspannkräfte verursacht, die nach den Gleichungen 3.7 bis 3.9 ca. 20 N betragen. Um die Auswirkungen der Restspannkräfte nicht fälschlicherweise auf ein Driftverhalten der Messtechnik zurückzuführen, wird die Bremse vor jedem Versuch mehrmals mit dem Versuchsdruck betätigt, um so den Anfangs- und Endzustand anzugleichen.

Festgehalten wird, dass das Driftverhalten der Sensoren bei allen Abbremsungen beobachtet und bewertet wird. Bei längeren Bremsvorgängen (> 15 Sekunden) und somit kleinen Bremsdrücken (< 20 bar) wird der Einfluss des Drifts durch einen Korrekturfaktor verringert. Insgesamt kann bei den geplanten kurzzeitigen Bremsvorgängen das Driftverhalten als vernachlässigbar klein angesehen werden.

4.2.3.3 Untersuchung einer periodischen Kraftänderungen

Piezoquarzsensoren eignen sich nach BILL⁸ hervorragend zur Messung oszillierender Kräfte bei hohen Frequenzen bis über 100 kHz. Bezüglich einer unteren Grenzfrequenz, die mit Piezoquarzsensoren gemessen werden kann, macht der Hersteller (Kistler) keine Angaben.

Aus diesem Grund werden für die Validierung der Kraftmessbeläge die Messbarkeit niederfrequenter Kraftänderungen nachgewiesen. Für die zu untersuchenden Bremsmomentschwankungen werden Kraftänderung in einer kleineren Frequenz als 0,1 Hz als nicht relevant angesehen (vgl. Bremsmomentschwankungen in Abbildung 2.20). Aus diesem Grund werden im Validierungswerkzeug Kraftänderung bis zu einer unteren Grenzfrequenz von 0,1 Hz erzeugt und mit dem Verlauf der Messsignale der Kraftmessbeläge verglichen⁹.

⁵Gautschi (2002): Piezoelectric Sensorics: Force, Strain, Pressure, Acceleration and Acoustic Emission Sensors, Materials and Amplifiers S. 228-230.

⁶Treten deutlich größere Driftverluste als die ermittelten 7,5 N/min auf, wird die Messung abgebrochen. I. A. liegt die Ursache in den Isolationswiderständen des Versuchsaufbaus. Eine Reinigung der Steckerverbindungen behebt diesen Fehlereinfluss.

⁷Schumann (2007): Analyseverfahren zur Beurteilung des ungleichförmigen Brems Scheibenverschleißes an Pkw-Scheibenbremsen S. 57-62.

⁸Bill (2003): Messen mit Kristallen S. 4.

⁹Im Folgenden wird gezeigt, dass die Bremsmomentschwankungen bei der doppelten Frequenz der Radrehzahl auftreten. Bei einem Radumfang von 2 m treten Bremsmomentschwankungen von 0,1 Hz bei ca. 0,2 m/s auf und somit nahezu bei Stillstand des Rads.

In Abbildung 4.9 ist beispielhaft der Verlauf einer sinusförmigen Kraftänderungen mit einer Frequenz mit 0,1 Hz um einen Mittelwert von ca. 1220 N Normalkraft auf ein Sensorelement dargestellt.

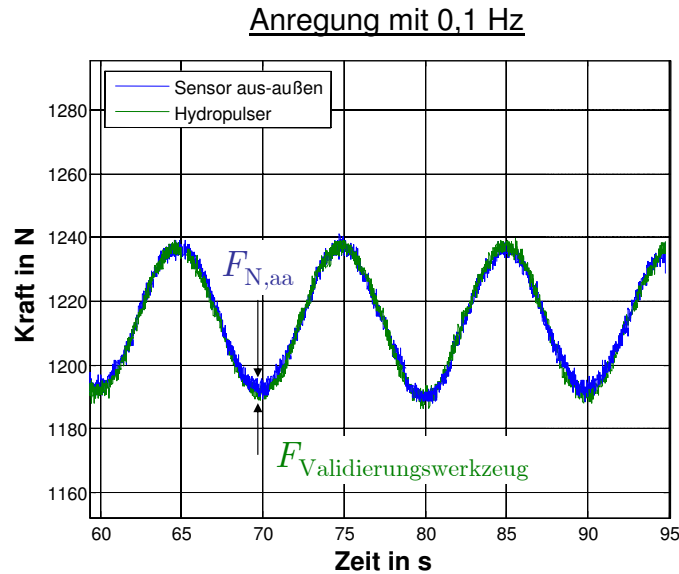


Abbildung 4.9: Periodische Kraftänderung mit 0,1 Hz

Die Auswertung dieser Messschriebe zeigt, dass die Kraftmessbeläge auch geeignet sind, Kraftänderungen im Bereich von 0,1 Hz aufzuzeichnen. Die Messabweichungen liegen innerhalb der ermittelten Grenzen und eine Phasenverschiebung ist nicht festzustellen.

4.2.3.4 Einfluss der Sattelaufweitung

Zur Bestimmung des Einflusses der Sattelaufweitung auf die Messsignale der Kraftmessbeläge wird zunächst die Größe der möglichen Sattelaufweitung bestimmt. Da in der Literatur und vom Hersteller keine Angaben darüber zu erhalten sind, wird die Sattelaufweitung gemessen. Der relevante Wert besteht in der Änderung des Winkels der Rückenplatte bezogen auf die Oberfläche der Brems Scheibe. Dazu werden kapazitive Sensoren an den Rückenplatten der Bremsbeläge der Kraftmessbeläge angebracht und die Wegänderung zur Brems Scheibe aufgezeichnet. Der Messaufbau und der zugehörige Messschrieb sind dem Anhang 8.5 zu entnehmen. Das Ergebnis ist eine maximale Winkeländerung von $\beta_S = 0,2^\circ$ bei einer Bremsdruckänderung von 5-60 bar und einer stehenden Brems Scheibe. Während eines Bremsvorgangs werden durch die Umfangskraft und die Erwärmung eine größere Winkeländerungen erwartet. Aus diesem Grund werden zur Validierung der Kraftmessbeläge der Einfluss der Winkeländerungen bis $\beta_S = \pm 1^\circ$ um die x- und y-Achse untersucht. Theoretisch sollte das Messsignal nahezu unverändert bleiben, da die Abweichung mit dem Kosinus von 1° beschrieben wird. Der tatsächliche Einfluss auf die Sensoren wird experimentell ermittelt.

Entsprechend Abbildung 4.6 wird ein Keil mit einem Winkel von 1° dem Validierungswerkzeug hinzugefügt und dieser in allen vier Richtungen gedreht, um so eine Sattelaufweitung um die x- und y-Achse um $\pm 1^\circ$ nachzustellen. Das Ergebnis der Untersuchung über fünf Wiederholungen eines beliebigen Sensorelements und der Mittelwert über alle Sensorelemente ist in Abbildung 4.10 dargestellt.

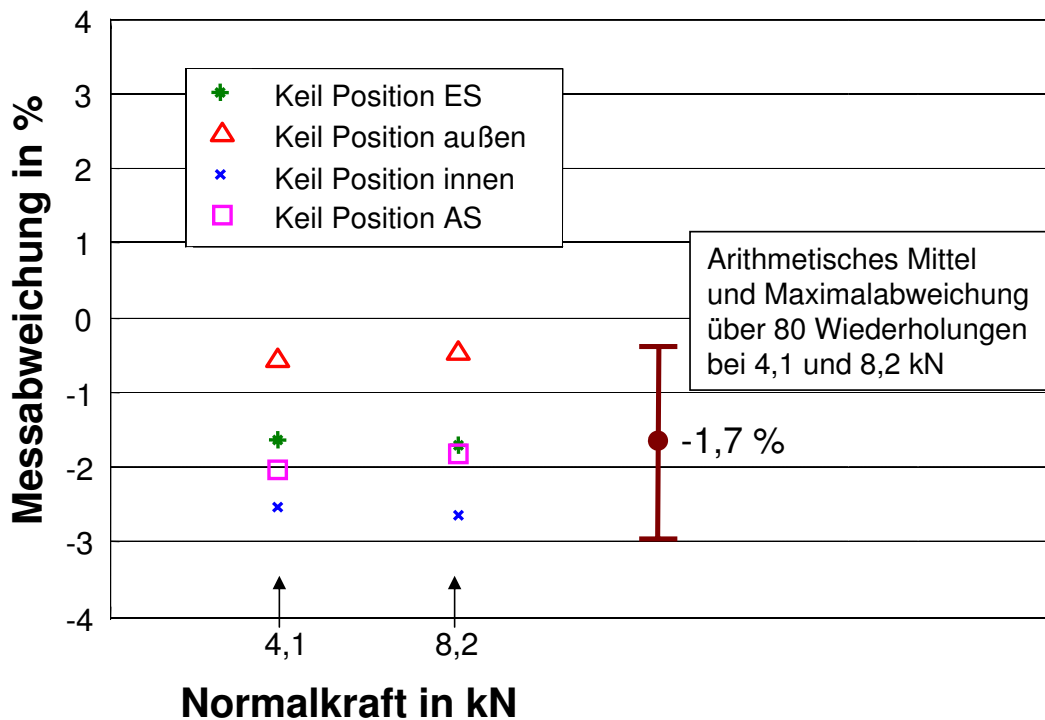


Abbildung 4.10: Einfluss einer schrägen Krafteinleitung zur Simulation der Sattelaufweitung. Legende: Erhöhung auf der Einlaufseite = ES, Auslaufseite = AS

Aufgetragen ist die Messabweichung verursacht durch den Keil über der aufgebrachten Normalkraft. Durch die nicht senkrechte Krafteinleitung reduziert sich das Messsignal im Durchschnitt aller Sensorelemente und Drehungen in alle vier Richtungen im Mittel um 1,7 % und maximal um 3 % bei den dargestellten Normalkraftbelastungen. Somit beeinflusst die Sattelaufweitung die Messsignale deutlich stärker als theoretisch erwartet. Es wird angenommen, dass die unterschiedlichen Beeinflussungen der Messsignale durch die nachgestellte Sattelaufweitung auf die inhomogen verteilten Bestandteile des Reibmaterials und somit auf die bereits während der Kalibrierung nicht exakt senkrechten Einleitung der Prüfkraft zurückzuführen ist.

Als **Fazit** ergibt sich daher, dass zu den Messergebnissen der Beträge der Spannkkräfte bei einer stehenden Bremscheibe ein systematischer Fehler von 1,7 % in die Kalibrierkurve eingerechnet wird und ein stochastischer Fehler von $\pm 1,3 \%$ bestehen bleibt.

4.3 Verifikation der Ergebnisse in der Radbremse

Entsprechend der Vorgaben aus Tabelle 4.1 auf Seite 74 wird eine Verifizierung der Ergebnisse in der Versuchsbremse durchgeführt.

Abbildung 4.11 stellt die Integration der Kraftmessbeläge in die Radbremse dar. Dabei sind alle Bauteile bis auf die Bremsbeläge im Originalzustand. Eine Abbildung des Gesamtaufbaus, d. h. mit dem Rad auf der Rolle des Prüfstands, ist in der Abbildung im Anhang 8.2 zu sehen.

Entsprechend Tabelle 4.1 und der Funktionsstruktur (Abbildung 3.2) wird bei einer stehenden Bremscheibe erwartet, dass die Kolbenkraft F_K , berechnet aus $F_K = p_{\text{hyd}} \cdot A_K$,

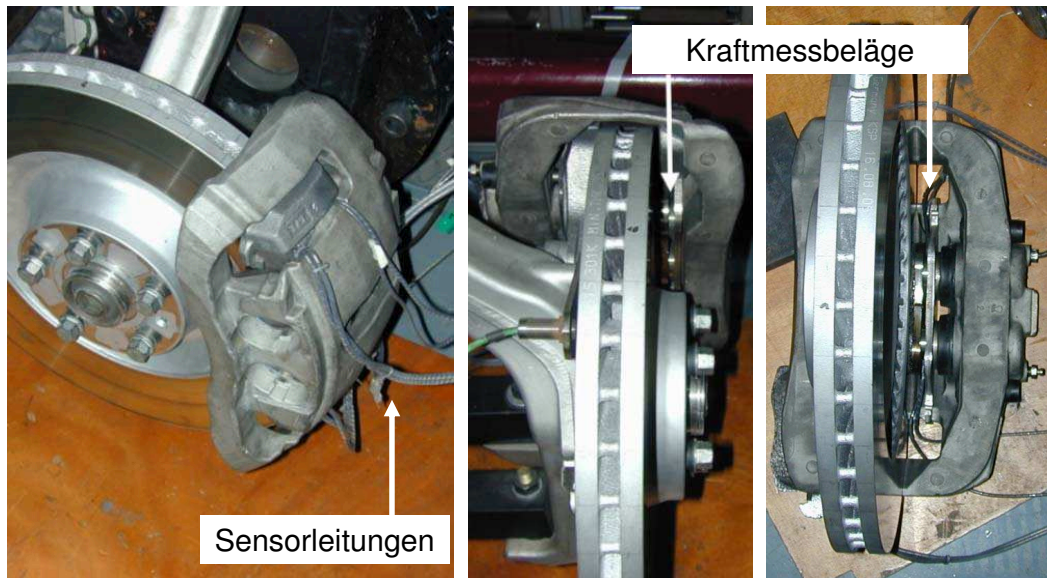


Abbildung 4.11: Kraftmessbeläge eingebaut in die Bremse

größer als die Spannkraft der Kolbenseite $F_{Sp,K}$ und diese größer als die Spannkraft der Faustseite $F_{Sp,F}$ ($F_K > F_{Sp,K} > F_{Sp,F}$) ist. Dabei wird eine Parallelverschiebung der Kräfte erwartet.

Für eine Auflösung der Unterschiede zwischen der kolben- und faustseitigen Spannkraft steht kein geeignetes Messverfahren zur Verfügung¹⁰. Laut SCHUMANN sind die unterschiedlichen Anlegedrucke und Verschiebekräfte ein Anhaltswert für die Abweichungen zwischen der kolben- und der faustseitigen Spannkraft¹¹. Der Anlegedruck $p_{0,i}$ ist definiert als der Druck, ab dem zwischen den Bremsbelag und der Bremsscheibe eine Spannkraft erzeugt wird. Dieser ist ungleich Null, da ein Teil der Kräfte z. B. am Kolbendichtring oder an den Sattelführungen (Bushings) abgestützt wird.

Die Bestimmung der Anlegedrucke wird mit elektrischen Druckmessfolien durchgeführt (Messverfahren und Messdaten können dem Anhang 8.3 entnommen werden). Die Messung ergibt für diesen Sattel auf der Kolbenseite einen Anlegedruck von $p_{0,K} = 0,3 \text{ bar}$. Dies entspricht einer Kraft $F_{0,K}$ von ca. 83 N. Auf der Faustseite beträgt der Anlegedruck $p_{0,F} = 0,8 \text{ bar}$, entsprechend $F_{0,F} = 220 \text{ N}$.

In Abbildung 4.12 sind die mit den Kraftmessbelägen gemessene kolben- und faustseitige Spannkraft sowie die Anlegekräfte dargestellt.

Zu entnehmen ist, dass die Bedingung $F_K > F_{Sp,K} > F_{Sp,F}$ erfüllt wird. Die ermittelten Anlegekräfte können als Anhaltswerte für die kolben- und die faustseitige Spannkraft erachtet werden.

Eine weitere Vergleichsmöglichkeit der gemessenen Spannkräfte der Kraftmessbeläge ergibt sich durch den Einsatz eines Bremsscheibenersatzstückes. Eingesetzt werden Bremsscheibenersatzstücke zur Bestimmung des Wirkungsgrads einer Bremse bei einer stehenden Bremsscheibe. Das hier verwendete Messwerkzeug und der ermittelte Wirkungsgradverlauf sind in Anhang 8.4 aufgeführt. Die Auswertung dieses Versuchs zeigt zwischen den gemesse-

¹⁰vgl. Abschnitt 3.2 „Stand der Technik und Forschung“

¹¹Schumann (2007): Analyseverfahren zur Beurteilung des ungleichförmigen Bremsscheibenverschleißes an Pkw-Scheibenbremsen S. 46–58.

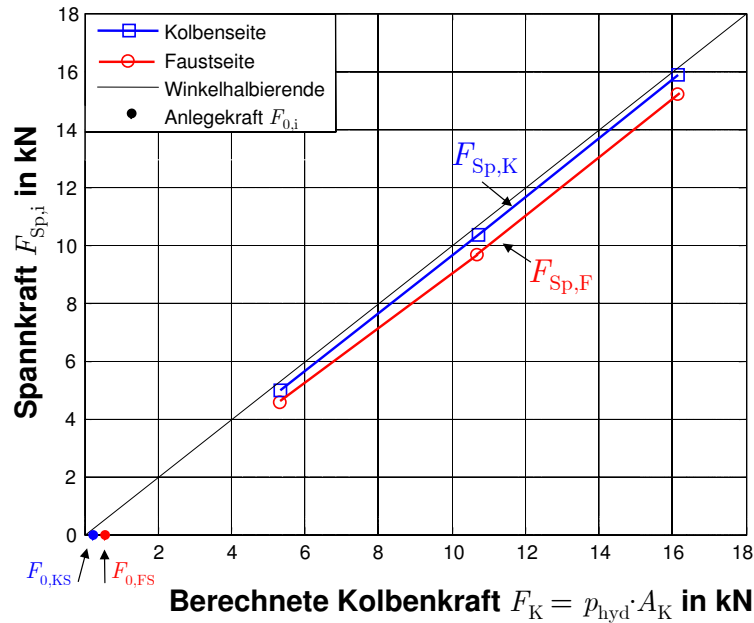


Abbildung 4.12: Vergleich der berechneten Kolbenkraft $F_K = p_{\text{hyd}} \cdot A_K$ mit den Beträgen der kolben- und faustseitigen Spannkräfte

nen Spannkräfte mit dem Bremsscheibenersatzstück und der kolbenseitigen Spannkräfte der Kraftmessbeläge maximale Abweichungen von 0,6 %. Dieser Wert liegt innerhalb der Messunsicherheiten der Kraftmessbeläge und des Bremsscheibenersatzstückes. Ein Vergleich mit der faustseitigen Spannkräfte kann mit einem Bremsscheibenersatzstück nicht gezogen werden, da durch den Wegfall der Bremsscheibe der Kraftfluss über die Führungen (Bushings) des Bremssattels nicht vorhanden ist.

Als **Fazit** wird festgehalten, dass die Verläufe der Messgrößen der Kraftmessbeläge den Modellvorstellungen und den Messungen mit dem Bremsscheibenersatzstück entsprechen.

Zusammen mit den erzielten Ergebnissen innerhalb des Validierungswerkzeugs ist die Validierung der Kraftmessbeläge für einen Einsatz in einer Scheibenbremse mit einer stehenden Bremsscheibe nachgewiesen.

Während eines Bremsvorgangs treten weitere Belastungen auf die Bremsbeläge und die Sensoren auf, die im Folgenden untersucht werden.

4.3.1 Validierung für einen Bremsvorgang

Während eines Bremsvorgangs wirken entsprechend der Funktionsstruktur (Abbildung 3.2 auf Seite 33) zusätzlich die Umfangskraft, die als Querkraft von den Sensoren abgestützt werden muss. Weiterhin erfahren die Sensoren durch die Energieumwandlung während eines Bremsvorgangs eine Temperaturänderung.

4.3.1.1 Einfluss der Umfangskraft

Die an der Bremsscheibe durch die Spannkräfte erzeugte Umfangskraft führt zu Querkraften an den Sensoren. Um den Einfluss der Querkraften auf die Normalkraftsignale zu beurteilen, werden die Kraftmessbeläge unter Normalkraftbelastung (entsprechend der Spannkräfte)

mit einer Querkraft (entsprechend der Umfangskraft) beansprucht. Die Sensoren werden einzeln im Kraftmessbelag untersucht, um definierte Kraftflüsse zu gewährleisten.

In Abbildung 4.13 ist der Einfluss von Querkraften auf das Normalkraftsignal dargestellt. Dazu ist auf der Abszisse die Normalkraft und auf der Ordinate $\epsilon = \frac{F_{N+Q}}{F_N} - 1$ in Prozent aufgetragen, wobei F_{N+Q} der gemessenen Normalkraft unter Querkrafteinfluss entspricht. Weiterhin sind die entsprechenden Reibwerte, berechnet aus $\mu = \frac{F_Q}{F_N}$, mit angegeben.

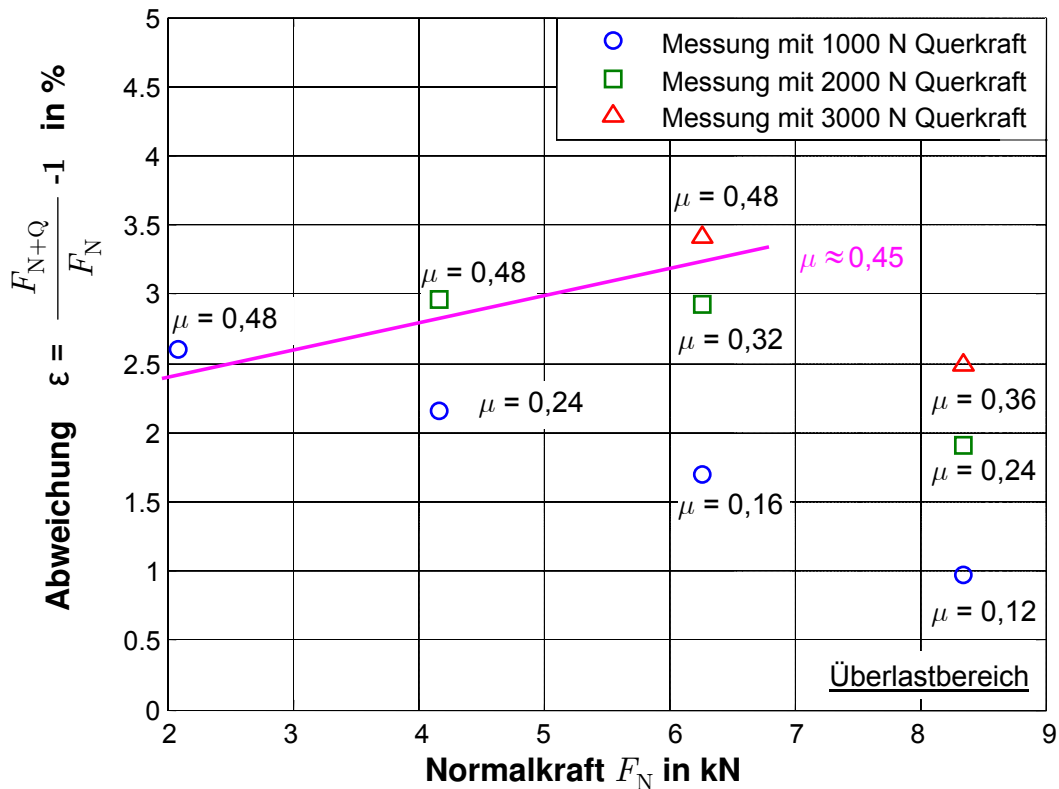


Abbildung 4.13: Einfluss von Querkraften (Schubspannungen) auf das Normalkraftsignal

Bei allen Sensoren und Wiederholungen zeigt sich, dass das Normalkraftsignal durch eine gleichzeitig wirkende Querkraft entsprechend Abbildung 4.13 ansteigt. Bezeichnet wird dieses Verhalten der Sensoren mit dem Begriff des Übersprechens¹². Der Sensorhersteller KISTLER begründet dies mit der Querkontraktion des Sensorgehäuses, was in Abbildung 4.14 verdeutlicht wird.

Somit führen Querkräfte unweigerlich zu einer Erhöhung des Normalkraftsignals. In Abbildung 4.13 ist der Verlauf der Abweichung ϵ , die durch das Übersprechen der Sensoren durch die Umfangskraft verursacht wird, für einen konstanten Reibwert μ angegeben. Die Höhe des Reibwerts beträgt 0,45 – was ungefähr dem Reibwert μ_B der eingesetzten Reibpaarung entspricht¹³.

Fazit: Für jeden Sensor wird $\epsilon(F_N)$ ermittelt und während eines Bremsvorgangs als systematischer Fehler der Kalibrierfunktion hinzugefügt. Der stochastische Fehler wird auf

¹²vgl. Abschnitt 3.4.3 auf Seite 55: Untersucht wurden (Schein-)Querkräfte resultierend aus dem Aufbau der Kraftmessbeläge. In diesem Abschnitt werden die Einflüsse der Übersprechens der Umfangskräfte auf das Normalkraftsignal untersucht.

¹³Ermittlung des Reibwerts folgt in Abbildung 5.9 auf Seite 101.

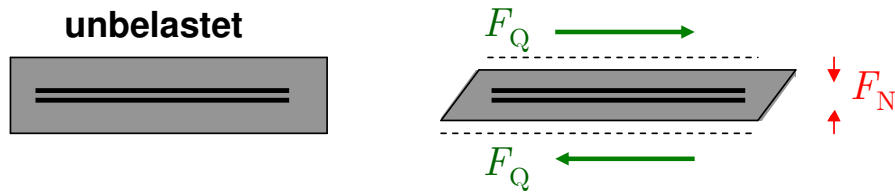


Abbildung 4.14: Übersprechen des Normalkraftsensors auf Querkräfte verursacht durch Querkontraktion des Gehäuses

Basis der ermittelten Wiederholungsgenauigkeiten und der Annahme eines sich ändernden Reibwerts μ_B mit maximal $\pm 0,5\%$ abgeschätzt. Eine Änderung von $\epsilon(F_N)$ von $\pm 0,5\%$ deckt entsprechend Abbildung 4.14 Reibwertänderungen im Bereich von mindestens $\pm 10\%$ ab, was laut Abbildung 2.18 auf Seite 23 und dem begrenzten Temperaturbereich während der Versuche als gültige Abschätzung der Messunsicherheit von $\epsilon(F_N)$ betrachtet wird.

4.3.1.2 Positionsänderung der Bremsbeläge

Durch die an einem Bremsbelag angreifenden Kräften während eines Bremsvorgangs ist zu erwarten, dass sich die Bremsbeläge in Richtung der Auslaufseite verschieben. Weiterhin kann nach Abbildung 3.5 auf Seite 37 eine Änderung der Lage der Bremsbeläge um deren Mittelpunkt nicht ausgeschlossen werden.

Die Spannkrafttradien ergeben sich aus der Strecke der Kraftangriffspunkte zur Drehachse der Bremsscheibe, bzw. der Rades. Da die Sensoren im Bremsbelag integriert sind, könnte durch eine Änderung der Lage der Bremsbeläge die Messung der Spannkrafttradien beeinflusst werden. Aus diesem Grund werden die Verschiebungen der Bremsbeläge während eines Bremsvorgangs untersucht und deren Einfluss auf die Messung der Spannkrafttradien analysiert.

Zur Bestimmung der Positionsänderung der Bremsbeläge wird ein optisches Verfahren mit einer digitalen Spiegelreflexkamera mit einer Auflösung von 10,2 Millionen Pixel und einer Serienbildaufnahme von fünf Bildern pro Sekunde gewählt. Aufbau und Beispielbilder sind Anhang 8.6 zu entnehmen. Mit dem gewählten Abstand zwischen der Kamera und den Bremsbelägen entspricht ein Bildpunkt den Abmessungen in Höhe und Breite von 0,124 mm.

Zur Erfassung der Bremsbelagbewegung wird der faustseitige Belag – aufgrund der Bauart einer Scheibenbremse werden hier die größeren Bewegungen erwartet – mit zwei Referenzpunkten an den Hammerköpfen versehen. Mit einem Bildbearbeitungsprogramm kann maximal aufgelöst werden, ob sich die Referenzpunkte in einem Pixel oder dazwischen befinden. Somit ergibt sich eine maximale Auflösung von 0,062 mm.

In Abbildung 4.15 ist eine Gesamtaufnahme sowie die Verschiebung der Bremsbeläge bei einer 40 bar-Abbremsung dargestellt.

Die Positionsänderung der Hammerköpfe beträgt bei einer 40 bar-Abbremsung im Vergleich zum Stillstand an beiden Messpunkten $(2,17 \pm 0,062)$ mm mit einer Verdrehung um $0,4^\circ \pm 0,05^\circ$. Die Auswirkung auf den Abstand des Mittelpunkts der Bremsbeläge zur Radachse ist in Abbildung 4.16 geometrisch dargestellt.

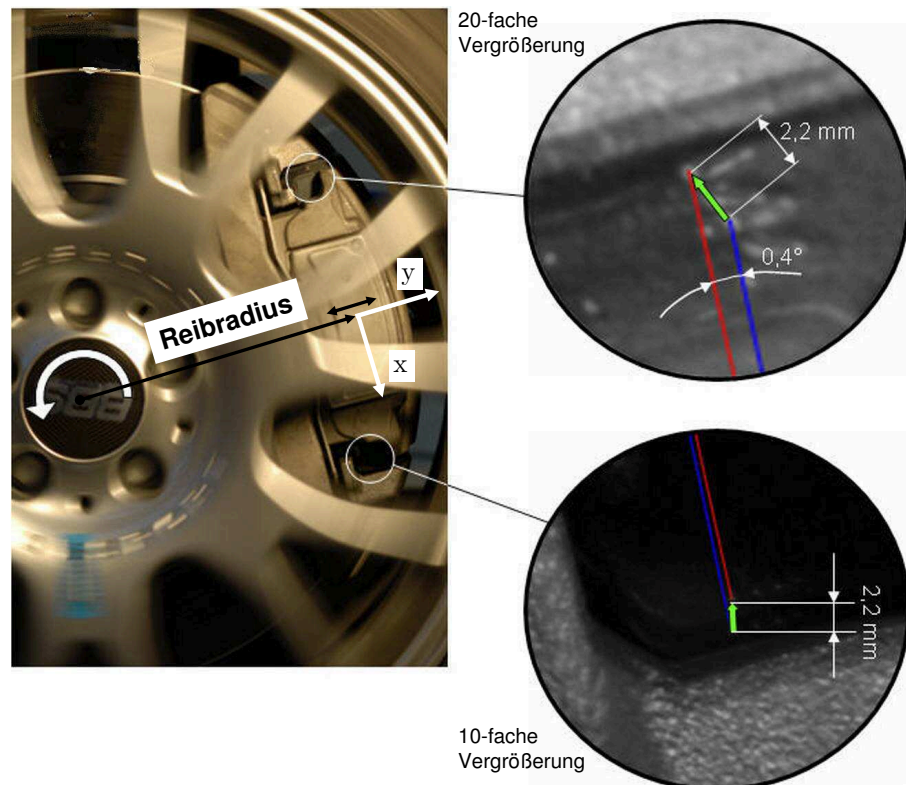


Abbildung 4.15: Verschiebung des faustseitigen Bremsbelags während einer 40 bar-Abbremsung

Mit der vorhandenen Messauflösung und der daraus resultierenden Messunsicherheit kann eine Verschiebung des Bremsbelagmittelpunkts zur Drehachse des Rades von kleiner 0,05 mm festgestellt werden. In Bezug auf einen mittleren effektiven Reibradius von 161 mm entspricht dies einer Änderung von ca. 0,03%. Die Bewegung der Bremsbeläge wirkt sich somit nur gering auf die Messung der Spannkrafttradien bei verschiedenen Bremsdrücken aus und wird aus diesem Grund vernachlässigt.

Während eines Bremsvorgangs mit konstantem Bremsdruck wurde eine konstante Lage des Bremsbelags festgestellt. Das bedeutet, dass bei den geplanten Untersuchungen von Bremsmomentschwankungen die Bewegung der Bremsbeläge (in Grenzen des angegebenen Auflösungsvermögens) keinen Einfluss auf die Messung der Spannkrafttradien hat.

Als **Fazit** wird festgehalten, dass die mit den Bremsbelägen gemessenen Kraftangriffspunkte auf die Drehachse des Rades bezogen werden können und somit für die Bestimmung der Spannkrafttradien geeignet sind.

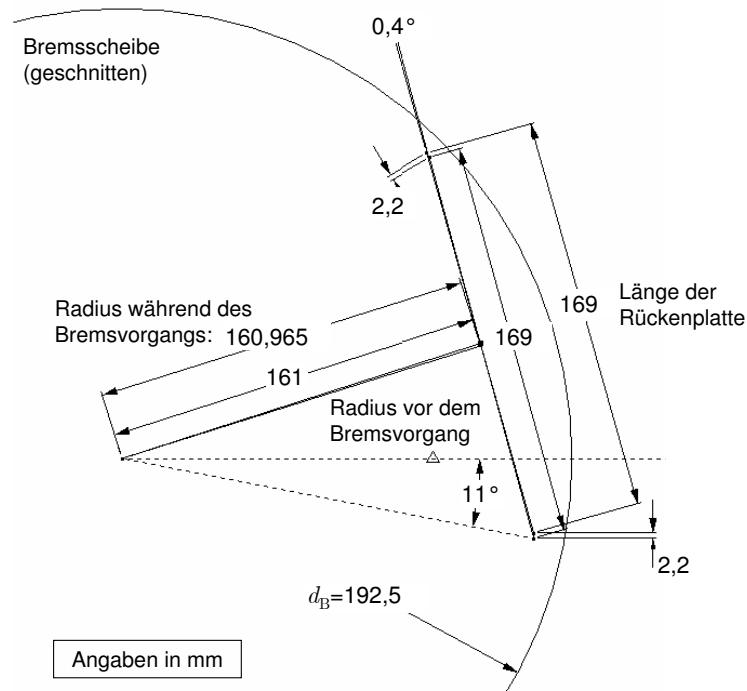


Abbildung 4.16: Geometrische Darstellung der Verschiebung der Bremsbeläge

4.3.1.3 Einfluss des Temperaturanstiegs während eines Bremsvorgangs

Laut der Spezifikation¹⁴ des Sensorherstellers liegt der Temperatureinsatzbereich der Sensoren von -20 bis 120°C . Der Einfluss einer Temperaturänderung der Sensoren auf die Messsignale liegt dabei unter $0,1\%$.

Im Folgenden wird untersucht, welche Temperaturen im Bereich der Sensoren während eines Bremsvorgangs auftreten, und daraus werden die Einsatzgrenzen für die Kraftmessbeläge definiert.

In Abbildung 4.17 ist eine Abbremsung aus 30 m/s (bei dem verwendeten Rad entspricht dies einer Drehzahl von $n = 865 \frac{1}{\text{min}}$) und einem Maximalbremsdruck von ca. 63 bar dargestellt.¹⁵ Die Temperatur wird an der Bremscheibe mit einem schleifenden Thermoelement und im Bereich der Sensoren mit einem in die Belagträgerplatte eingestemten Thermoelement gemessen.

Zu entnehmen ist, dass die Sensortemperatur annähernd 50°C beträgt und während des Bremsvorgangs konstant bleibt. Nach dem Bremsvorgang (nicht dargestellt) steigt die Temperatur an der Rückenplatte an. Die Endtemperatur ist abhängig von der Anfangstemperatur der Bremsenkomponenten und der Kühlung. Die Kühlung erfolgt dabei mit der bei Bremsenprüfständen standardmäßig vorhandenen Zuluft bei Raumtemperatur¹⁶. Die zulässige Temperatur von 120°C im Bereich der Sensoren wird dabei nicht überschritten¹⁷.

¹⁴N.N. (2002): SlimLine Sensoren – Messen von dynamischen und quasistatischen Schubkräften. Version: 000-113d-02.02.

¹⁵Ein höherer Bremsdruck führt zu einer Blockade des Rades.

¹⁶Moderne Bremsenprüfstände sind oftmals zusätzlich mit einer Klimaanlage ausgerüstet. Eine Kühlung der Zuluft sollte den Temperatureinsatzbereich der Kraftmessbeläge erweitern können.

¹⁷Für den Schutz der Sensoren wird für alle folgenden Abbremsungen ein Absinken der Sensortemperatur auf 50°C und ein Absinken der Bremscheibenoberflächentemperatur auf min. 80°C vorausgesetzt.

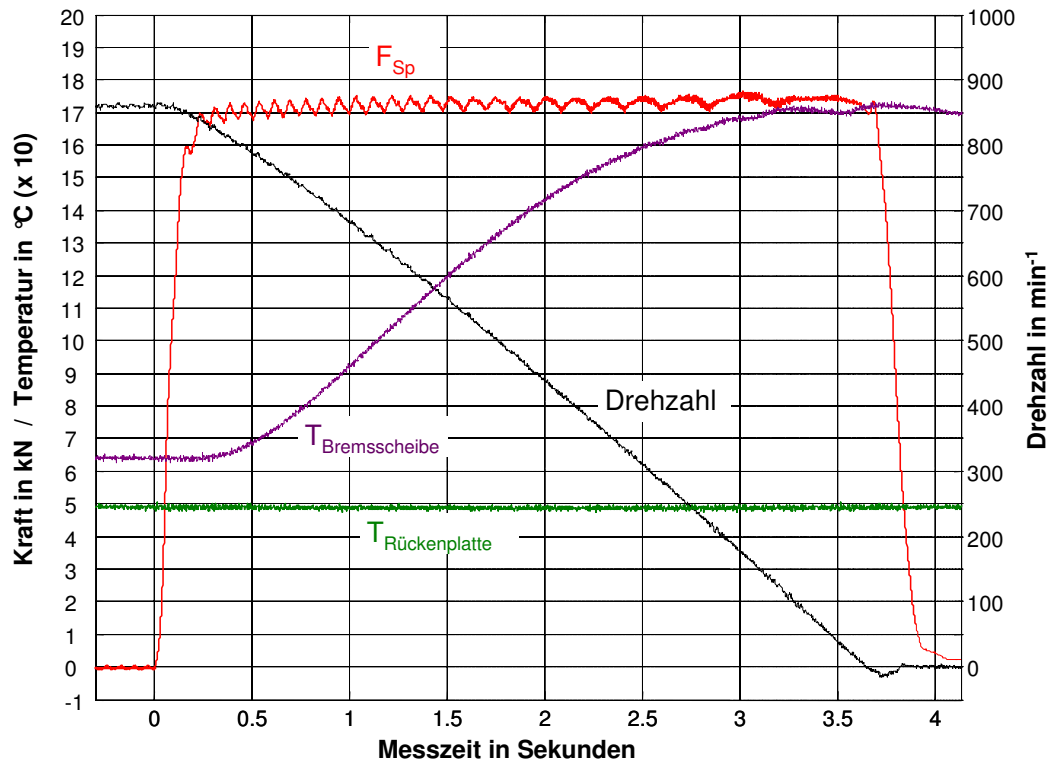


Abbildung 4.17: Temperaturänderung während eines Bremsvorgangs an der Rückenplatte

Bei Abbremsungen mit geringen Bremsdrücken, z. B. mit $p_{\text{hyd}} = 10$ bar, beträgt die Bremsdauer aus einer Geschwindigkeit von $v_A = 30$ m/s ca. $\tau_B = 25$ s. Durch die längere Zeitdauer steigt die Temperatur im Bereich der Sensoren an. Abhängig von den vorausgegangenen Abbremsungen und der Zuluft traten während der Versuchsphase Sensortemperaturen bis zu 100°C auf¹⁸.

Fazit: Während der Bremsvorgänge aus Geschwindigkeiten von 30 m/s und Bremsdrücken von 10-60 bar wird die maximal zulässige Temperatur der Sensoren nicht überschritten. Dabei werden für den Schutz der Sensoren als Maximalanfangstemperatur im Bereich der Sensoren 50°C und 80°C für die Bremsscheibenoberflächentemperatur festgelegt. Die Kraftmessbeläge sind somit mit den gegebenen Anfangstemperaturen für den Einsatz in der Bremse geeignet.

Damit sind die nachzuweisenden Punkte bezüglich der Messung des Betrags der Spannkraft während eines Bremsvorgangs durchgeführt. Die Zusammenfassung der Messunsicherheiten erfolgt im Anschluss an die Validierung der Bestimmung des Kraftangriffspunkts im Abschnitt 4.4.

¹⁸Ab 90°C werden die Versuche zum Schutz der Sensoren abgebrochen.

4.3.2 Validierung für den Kraftangriffspunkt

Die Validierung der Kraftmessbeläge bezüglich der Messung der Kraftangriffspunkte erfolgt ebenfalls im Validierungswerkzeug. Die Kraftmessbeläge werden bezüglich der Krafteinleitung in x- und y-Richtung abweichend zur Nulllage ausgerichtet.

Anschließend werden der Ort der Krafteinleitung mit der durch die Kraftmessbeläge anhand der Gleichungen 3.12 und 3.13 auf Seite 64 ermittelten Position verglichen.

Entsprechend der Modellvorstellung der Kraftmessbeläge und der angreifenden Anpressdruckverteilung (Abschnitt 3.4.6 auf Seite 63) wird eine Messabweichung erwartet, die abhängig von dem Betrag und dem Verlauf der Anpressdruckverteilung ist.

Unterschieden werden im Folgenden Kraftangriffspunktänderungen während eines Bremsvorgangs bei nahezu konstantem Bremsdruck und Kraftangriffspunktänderungen bei einem Vergleich von Bremsvorgängen mit unterschiedlichen Bremsdrücken.

Bei einem annähernd konstanten Bremsdruck werden während eines Bremsvorgangs nur geringe Änderungen der Kraftangriffspunkte (z. B. durch DTV) erwartet. Dies ist gleichbedeutend mit einer nur geringen Änderungen im Verlauf der Anpressdruckverteilung und somit kann nach der Modellvorstellung in Abbildung 3.27 von kleinen Messabweichungen ausgegangen werden.

Bei einem Vergleich der Kraftangriffspunkte bei Abbremsungen mit unterschiedlichen Bremsdrücken (für die vorliegende Bremse von 10-60 bar) wird mit deutlichen Unterschieden in der Anpressdruckverteilung und somit mit höheren Messabweichungen gerechnet.

Für den Vergleich der Kraftangriffspunkte bei verschiedenen Abbremsungen wird die Absolutposition des Kraftangriffspunkts benötigt. Während eines Bremsvorgangs mit z. B. Bremsmomentschwankungen liegt das Interesse in der relativen Änderung des Kraftangriffspunkts. Diese beiden Fälle werden im Folgenden getrennt voneinander untersucht.

Im ersten Schritt werden kleine Kraftangriffspunktverschiebungen von ± 1 mm in 0,1 mm Schritten (mit einer Genauigkeit von 0,001 mm) nachgestellt. In Abbildung 4.18 wird exemplarisch der Verlauf des Mittelwerts über fünf Wiederholungen für Verschiebungen in x-Richtung und einer Normalkraftbelastung von 5,2 kN dargestellt.

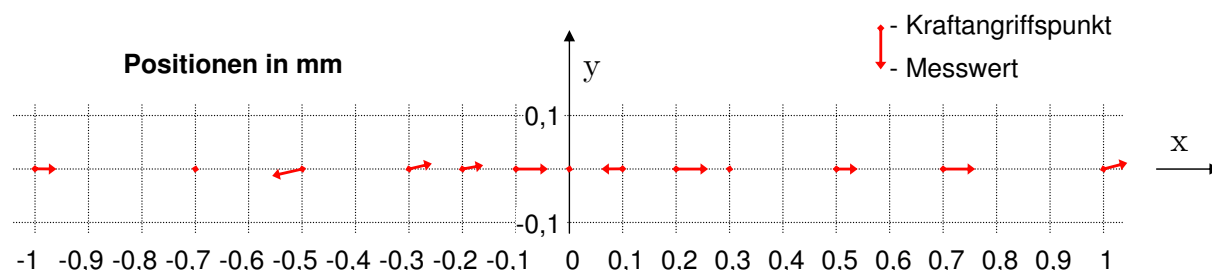


Abbildung 4.18: Messunsicherheit bei der Bestimmung des Kraftangriffspunkts

Zu entnehmen ist, dass die Positionen bei diesen fünf Wiederholungen mit einer Genauigkeit von 0,05 mm erfasst werden. Dabei treten auch bei einer reinen x-Achsen-Verschiebung Verschiebungen von bis zu 0,01 mm in Richtung der y-Achse auf.

Zur Bestimmung der Messabweichung für die Absolutposition der Kraftangriffspunkte werden, anhand der Abmessungen der Bremsbeläge und einem abgeschätzten maximalen Änderung im Verlauf der Anpressdruckverteilung, Änderungen in der Position der Kraftangriffspunkte von maximal ± 20 mm erwartet und dementsprechend nachgestellt. Weiterhin wird der Einfluss der Größe des Anpressdrucks untersucht.

Der Abbildung 4.19 können die ermittelten maximalen Messabweichungen (bei fünf Wiederholungen) für eine Normalkraft von 5,2 und 16,15 kN entnommen werden.

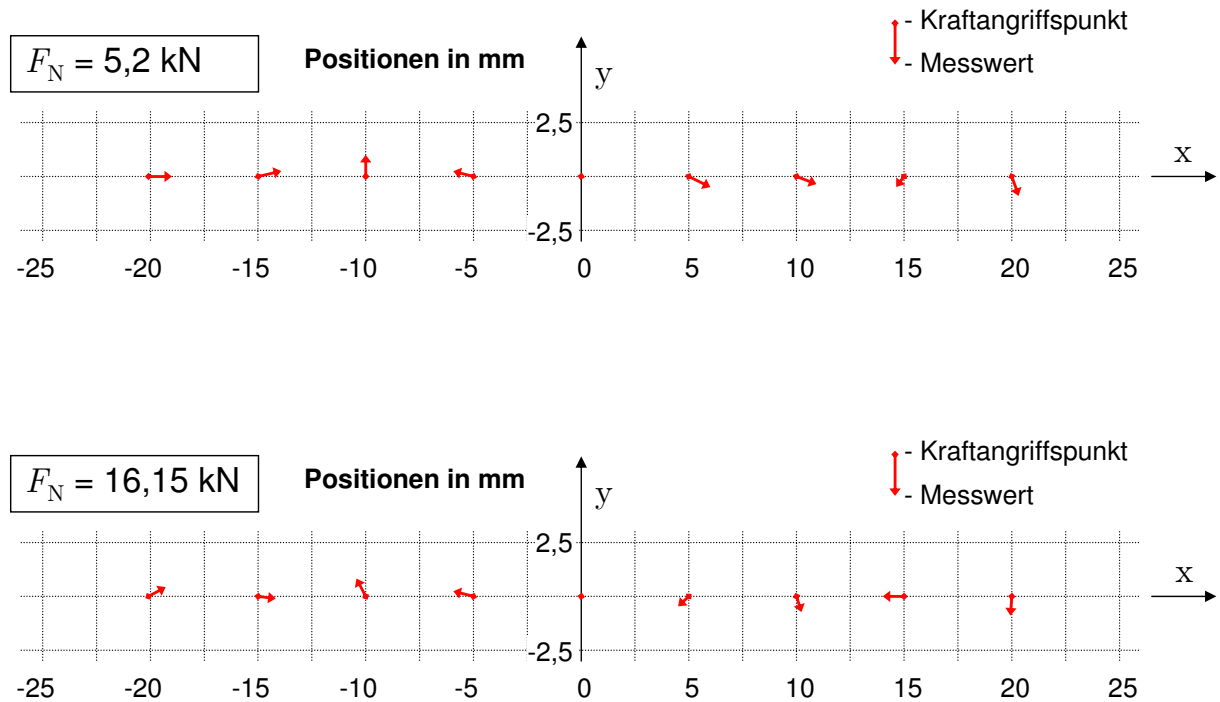


Abbildung 4.19: Messunsicherheit der Kraftangriffspunktbestimmung bei 5,2 und 16,15 kN Normalkraft

Wie erwartet, fallen die Abweichungen größer als bei annähernd konstant bleibender Anpressdruckverteilung (Abbildung 4.18) aus. Einen Zusammenhang zwischen der Messabweichung und der Änderung des Kraftangriffspunkts konnte nicht festgestellt werden. Untersuchungen mit einem gleichzeitigen Einsatz des Keils aus den Versuchen bezüglich der Sattelaufweitung zeigten keine signifikanten Unterschiede in den Messergebnissen.

Abbildung 4.20 fasst die Messergebnisse der Untersuchungen bezüglich der Ermittlung des Kraftangriffspunkts für die Untersuchungen in x- und y-Richtung zusammen. Dargestellt sind die mittlere Positionsabweichung (arithmetische Mittel) und die Maximalabweichungen für Normalkraftbelastungen entsprechend 20, 40 und 60 bar-Abbremsungen für beide Kraftmessbeläge und jeweils fünf Wiederholungen zusammengefasst.

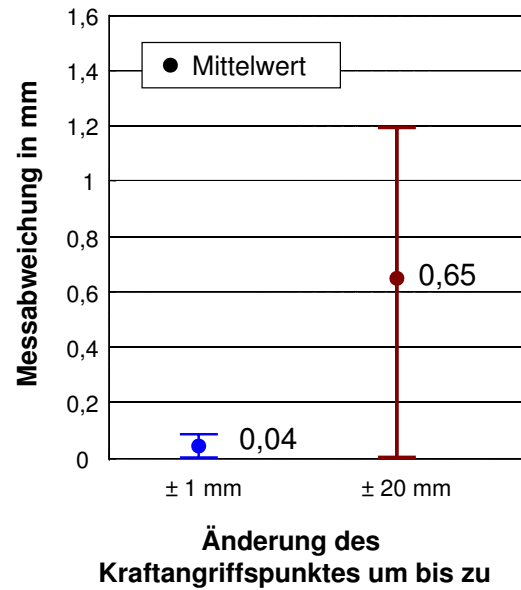


Abbildung 4.20: Arithmetisches Mittel und Maximalabweichungen der Bestimmung der Kraftangriffspunkte

Entsprechend Abbildung 4.20 wird als **Fazit** festgehalten:

Bei Abbremsungen mit annähernd konstantem Bremsdruck, d. h. auch für Abbremsungen mit Bremsmomentschwankungen, wird der Kraftangriffspunkt in einem Bereich von ± 1 mm gemittelt mit einer Genauigkeit von 0,04 mm und mit einer maximalen Messunsicherheit von 0,08 mm gemessen.

Für große Kraftangriffspunktänderungen (bis 20 mm), d. h. bei beliebigen Bremsdrücken (bis max. 60 bar), treten gemittelt 0,65 mm und maximal 1,2 mm große Abweichungen bei der Bestimmung des Kraftangriffspunktes auf.

Die Validierung der Kraftmessbeläge ist somit entsprechend der Vorgaben aus Tabelle 4.1 auf Seite 74 durchgeführt. Im folgenden Abschnitt werden die Spezifikationen der Kraftmessbeläge, inklusive der Zusammenfassung der maximalen Messunsicherheiten, tabellarisch zusammengefasst.

4.4 Spezifikation und Einsatzmöglichkeiten

In Tabelle 4.2 sind die ermittelten Spezifikationen der Kraftmessbeläge zusammengefasst. Gezeigt sind die Einsatzgrenzen sowie die ermittelten maximalen Messunsicherheiten gruppiert nach den Einsatzmöglichkeiten der Kraftmessbeläge.

Tabelle 4.2: Spezifikation der Kraftmessbeläge

Bezeichnung	Erläuterungen
Allgemeine Angaben	
Abmessungen	Entsprechend der originalen Bremsbeläge
Messbereich	$F_{\text{Sp},i} = 1,2 - 16,5 \text{ kN}$ entsprechend 5 – 63 bar in der eingesetzten Bremse
Überlastbereich	$F_{\text{Sp},\text{max}} = 25 \text{ kN}$ (ohne Umfangskräfte bis 100 kN)
Temperatureinsatzbereich	-20 – 120 °C im Bereich den Sensoren Brems scheiben oberflächen temperatur bis ca. 250 °C
Reibmaterial	4 mm dicke Reibmaterialschi cht, entspricht in einem Serienfahrzeug einer Standzeit von ca. 10.000 km.
Messunsicherheit des Betrags der Spannkraft	
Bei reiner Normalkraftbelastung	kleiner $\pm 0,5 \%$
Bei Änderung der Sattelaufweitung	kleiner $\pm 1,3 \%$
Bei Änderung der Umfangskraft	kleiner $\pm 0,5 \%$
Gleichzeitige Umfangskraftänderung und Sattelaufweitung	kleiner $\pm 1,7 \%$
Messunsicherheit des Betrags der Spannkraft bei annähernd konstantem Bremsmoment ($\Delta M_B < 5 \%$)	
ΔF_{Sp}	kleiner $\pm 0,5 \%$
Messunsicherheit der Positionsbestimmung des Kraftangriffspunkts bei beliebigen Bremsvorgängen	
Mittlere Positionsabweichung	0,65 mm / bezogen auf $r_{\text{eff}} = 161 \text{ mm}$: 0,4 %
Maximal ermittelte Abweichung	1,2 mm / bezogen auf $r_{\text{eff}} = 161 \text{ mm}$: 0,75 %
Messunsicherheit der Bestimmung der Positionsänderung des Kraftangriffspunkts bei annähernd konstantem Bremsmoment ($\Delta M_B < 5 \%$)	
Mittlere Positionsabweichung	0,04 mm
Maximal ermittelte Abweichung	0,08 mm

Mit der Spezifikation ist die Entwicklung der Kraftmessbeläge abgeschlossen. Bevor in Kapitel 5 anhand von Beispielabbremungen Ergebnisse und das Potential der Kraftmessbeläge für die Bremsenentwicklung und -forschung aufgezeigt werden, werden Gültigkeit, Übertragbarkeit und Reproduzierbarkeit der Ergebnisse diskutiert.

4.5 Gültigkeit, Übertragbarkeit und Reproduzierbarkeit der Ergebnisse

Ziel war, ein allgemeines Kraftmesssystem für Scheibenbremsen zu entwickeln, das in einer hydraulischen Serien-Fahrzeugbremse erprobt werden sollte. Die Art des Aufbaus ermöglicht prinzipiell den Einsatz in nahezu allen Scheibenbremsen. Der Bauraumbedarf der Sensorik wird durch die Sensoren selbst und durch die benötigte Belagträgerplatte mit einer Höhe von 10,5 mm vorgegeben. Die Reibschichtdicke einer Vielzahl von Vorderachsbremsbeläge stellt diesen Bauraum zur Verfügung¹⁹. Der Durchmesser der gewählten Sensoren setzt mit 30 mm eine mindestens $60 \cdot 60 \text{ mm}^2$ große Fläche auf der Rückenplatte – die ebenfalls bei vielen Bremsbelägen zur Verfügung steht – voraus. Vom selben Sensortyp (Kistler Slimline) stehen auch Sensoren mit reduziertem Durchmesser mit 8, 12, 16, 20 & 24 mm und einer Höhe zwischen 3 und 4 mm zur Verfügung. Der Messbereich reduziert sich dabei von 0–62 kN auf 3, 7, 14, 26, 36 kN.²⁰ Hier muss für jeden Anwendungsfall geprüft werden, ob der jeweilige Messbereich, der durch die benötigte Vorspannkraft reduziert wird, ausreichend ist. Alternativ könnten auch mehr als vier Sensoren in einem Bremsbelag eingesetzt werden, womit eine höhere Auflösung der Anpressdruckverteilung über der Reibschicht erreicht werden könnte und auch von einer geringeren Messunsicherheit für die Bestimmung des Kraftangriffspunkts ausgegangen werden kann²¹.

Der Aufbau des Messsystems erfordert lediglich eine Änderung in den Reibbelägen. Somit ist ein Einsatz auch in anderen Bremssatteltypen möglich. Dies beinhaltet neben dem verwendeten Fastrahmensattel auch Faustsätze nach dem FN- und Colette-Prinzip²² auch einen prinzipiellen Einsatz in Festsattelbremsen.

Die Analyse der Kräfte in Scheibenbremsen wurde mit einem beliebigen Faustsattel durchgeführt und die Ergebnisse anhand von Modellvorstellungen, z. B. mit einer Funktionsstruktur, niedergeschrieben. Davon wurden die Anforderungen an die Kraftmessbeläge und die Validierungsvorschriften abgeleitet. Lediglich die Höhe der auftretenden Kräfte müsste bei einem Nachbau der Kraftmessbeläge für eine andere Radbremse beachtet und eventuell die konstruktiven Einzelheiten der Kraftmessbeläge angepasst werden.

Um den Einfluss der integrierten Sensorik auf die Bremsbeläge zu beurteilen, werden die Prüfdaten der Kraftmessbeläge, wie sie auch von Serienbremsbelägen erstellt werden, beurteilt. Die Standard-Bremsbelag-Bewertungsgröße ist der K6-Wert. Dabei wird die Kompressibilität bei sechs hintereinander folgenden Belastungen mit den originalen Bremskolben mit 160 bar durchgeführt. Das Ergebnis ist in Abbildung 4.21 im Vergleich zu den K6-Test der Originalbremsbeläge für diesen Bremssattel dargestellt. Das gesamte Testprotokoll für den Kraftmessbelag befindet sich im Anhang 8.7.

Aufgetragen ist die Verformung des gesamten Bremsbelags über dem Prüfdruck für die erste und die sechste Be- und Entlastung bei Raumtemperatur. Im Vergleich zu den originalen Bremsbelägen dieser Bremse weisen die Kraftmessbeläge eine um ca. 40 % höhere Steifigkeit aus²³. Dies liegt zum einen daran, dass ein Teil des Reibmaterials durch die Sensoren

¹⁹vgl. z. B. Produktkatalog der TMD Friction Gruppe u. a. unter www.textar.com

²⁰N.N. (2006): SlimLine Sensor Typ 9130B bis 9136B. Version: 9130B-000-110d-11.06.

²¹vgl. Abbildung 3.27

²²Hersteller von FN-Sättel z.B. Continental Automotive Systems (Bremsbeläge mit Hammerköpfen = Push-Pull-Prinzip), Colette-Sattel z. B. TRW Automotive und Bosch Automotive

²³Ermittelt von der TMD Friction, Leverkusen

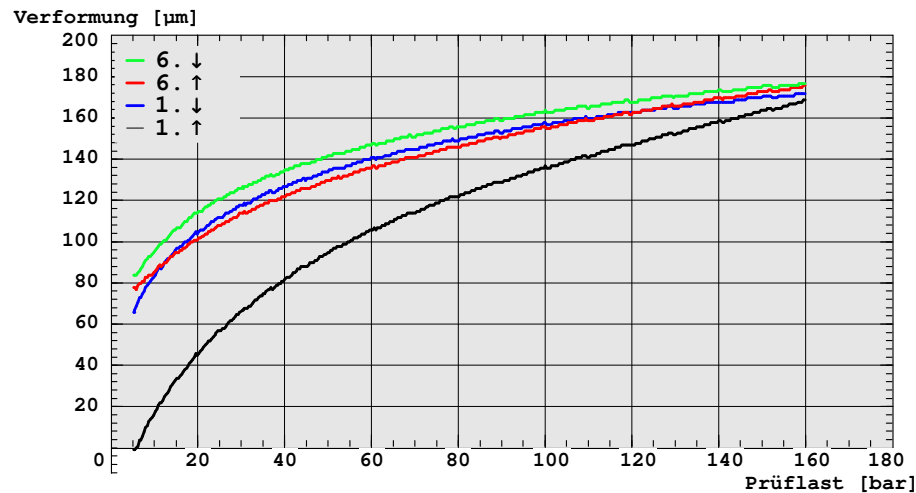


Abbildung 4.21: Ergebnis des Kompressibilitätstests (K6-Wert) der Kraftmessbelags

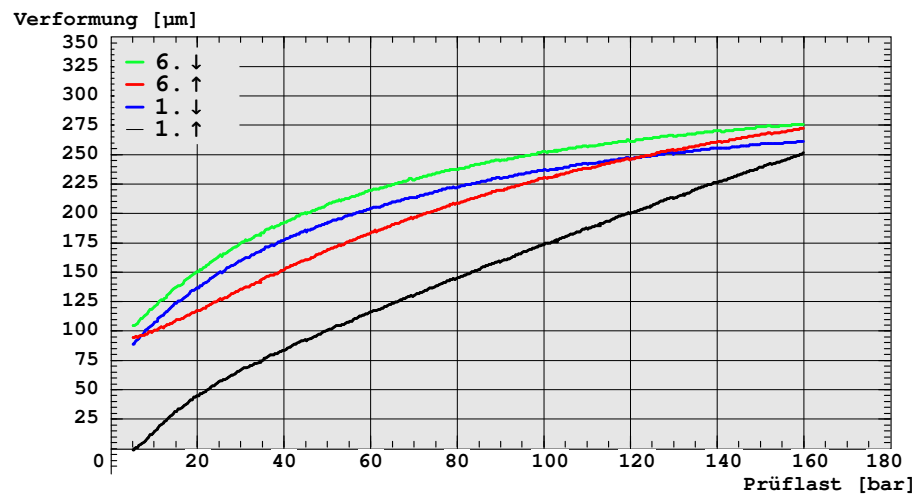


Abbildung 4.22: Ergebnis des Kompressibilitätstests (K6-Wert) des Originalbremsbelags

und die Belagträgerplatte ersetzt worden ist, zum anderen, dass auf Dämpfungsmaßnahmen wie Dämpfungsbleche oder -lack verzichtet worden ist. Insgesamt liegt der Verlauf und die Höhe der Verformung innerhalb des Spezifikationsbereichs eines europäischen (Low-Steel)-Bremsbelags²⁴ und besitzt einen mittleren Elastizitätsmodul von ca. 1000 N/mm^2 , der den Angaben bzw. Messungen nach TIROVICH/DAY²⁵ und GROCHOWICZ²⁶ entsprechen. Somit ist eine Übertragung der Ergebnisse für europäische Scheibenbremsen gewährleistet. Bei Bedarf kann Reibmaterial mit einem veränderten Kompressibilitätsverhalten eingesetzt werden, um die Steifigkeiten der Kraftmessbeläge anzupassen. Auch die Änderung der Sattelaufweitung (vgl. Abschnitt 4.2.3.4) wurde mit originalen Bremsbelägen nachgemessen. Diese zeigt sich bei den Kraftmessbelägen mit $0,2^\circ$ zu $0,21^\circ$ mit den originalen Belägen nahezu unverändert. Die Masse der Kraftmessbeläge wurde im Vergleich zu den

²⁴Durch einen Vergleich mit dem Produktkatalog der TMD Friction Gruppe.

²⁵Tirovich/Day (1991): Disk brake interface pressure distribution. E-Modul: $300\text{-}10.000 \text{ N/mm}^2$, S. 138.

²⁶Grochowicz (1997): Experimentelle und theoretische Untersuchungen zu Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen an Pkw-Scheibenbremsen E-Modul: $390\text{-}1.290 \text{ N/mm}^2$, S. 76ff.

Original-Bremsbelägen von 725 g auf 1000 g erhöht.

Die Messungen in der Bremse wurden alle an einem Schwungmassenrollenprüfstand²⁷ durchgeführt. Einflüsse durch Bewegungen der Bauteile einer Bremse durch Fahrwerkschwingungen oder Auslenkung der Bremsscheibe durch Radkräfte und Umwelteinflüsse wurden nicht untersucht. Prinzipiell ist der Einsatz im Fahrzeug möglich, da die Sensoren der Schutzklasse IP65 (nach EN60529) unterliegen. Somit sind sie gegen Spritzwasser aus allen Richtungen und Verschmutzung abgedichtet. Im Feldversuch sollte wie auch in Prüfstandsversuchen die Maximaltemperatur der Sensoren beachtet werden.

Die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse ist durch die Vielzahl der Untersuchungen während der Validierung der Kraftmessbeläge gegeben. Aussagen zu ermittelten Messunsicherheiten sind an den entsprechenden Abschnitten angegeben. Während der Versuche in der Radbremse zeichnen sich die Kraftmessbeläge durch eine hohe Präzision von besser als 1 % aus.

4.6 Fazit

Zur Entwicklung der Kraftmessbeläge wurde ein vollständiger Produktentwicklungsprozess durchgeführt. Für die Bewertung des neuen Produktes werden dessen Eigenschaften mit den gestellten Anforderungen aus Tabellen 3.2 auf Seite 40 verglichen. Als Resümee wird festgehalten, dass alle Festforderungen (FF) erfüllt werden konnten und somit das Produkt für den gewünschten Einsatz geeignet ist. Anmerkungen zu einigen ausgewählten Anforderungspunkten:

- Nr. 4 FF (Einsatzort): Durch die Sensorik werden lediglich die Bremsbeläge verändert. Alle weiteren Komponenten der Bremse bleiben im Originalzustand. Der Einsatz in einem Bremsenprüfstand ist nachgewiesen – eine Anwendung in einem (Serien-)Fahrzeug ist gegeben.
- Nr. 6 ZF (Dynamik): Die Messung quasistatischer Kräfte ist möglich und somit der Einsatz in einer Bremse gegeben.
- Nr. 8 FF (Kosten): Die Kosten für die Sensoren belaufen sich auf ca. 4000 Euro pro Bremsbelag. Da sie nur verschraubt werden müssen und laut Hersteller eine nahezu unbegrenzte Haltbarkeit haben, können sie in weiteren Bremsen eingesetzt werden.
- Nr. 11 W (Messbereich): Während eines Bremsvorgangs können Spannkkräfte bis mindesten 16,5 kN erfasst werden (Überlastbereich bis 25 kN). Mit einer stehenden Bremsscheibe können die Kraftmessbeläge unter Voraussetzung einer gleichmäßigen Druckverteilung nach den Spezifikationen der Sensoren bis zum Maximaldruck der Bremse von 200 bar verwendet werden.
- Nr. 12 ZF (Auflösung): Die Kraftmessbeläge können entsprechend der Spezifikation (Tabelle 4.2) für DTV-Messungen eingesetzt werden.
- Nr. 18 W (Temperaturbereich): Die Temperatur im Bereich der Sensoren sollten 120 °C nicht überschreiten. Ab 180 °C ist von einer Zerstörung der Sensoren auszugehen.

²⁷Anhang 8.2

- Nr. 20 ZF (Übertragbarkeit): Die Abmessungen der Kraftmessbeläge entsprechen denen der Originalbremsbeläge.
- Nr. 22 W (Fertigung): Die Fertigung der Kraftmessbelägen ist mit einer Standard-Werkstattausrüstung durchführbar.

Abschließend sei erwähnt, dass das angestrebte Ziel einer Spannkraftmessung in einer Scheibenbremse während eines Bremsvorgangs erreicht werden konnte. Folgend werden anhand von Beispielabbremssungen die Anwendungsmöglichkeiten und das Potential, das in der Anwendung der Kraftmessbeläge liegt, gezeigt werden.

5 Darstellung von Beispielmessergebnissen

5.1 Anpressdruckverteilung bei einer stehenden Brems Scheibe und während eines Bremsvorgangs

Mit den beiden folgenden Messschrieben werden die Anpressdruckverteilung zwischen den Bremsbelägen und der Brems Scheibe bei einer stehenden Brems Scheibe und im Vergleich dazu während eines Bremsvorgangs gezeigt. Dargestellt werden exemplarisch die Verläufe der Normalkräfte $F_{N,i}$ bei einem Bremsdruck von 40 bar bei einer stehenden Brems Scheibe (Abbildung 5.1) und während eines Bremsvorgangs (Abbildung 5.2) aus 15 m/s, bzw. 425 Umdrehungen pro Minute. Um Einflüsse durch Verschleiß der Bremsbeläge oder der -scheibe auszuschließen, wurden die beiden Messungen direkt hintereinander durchgeführt.

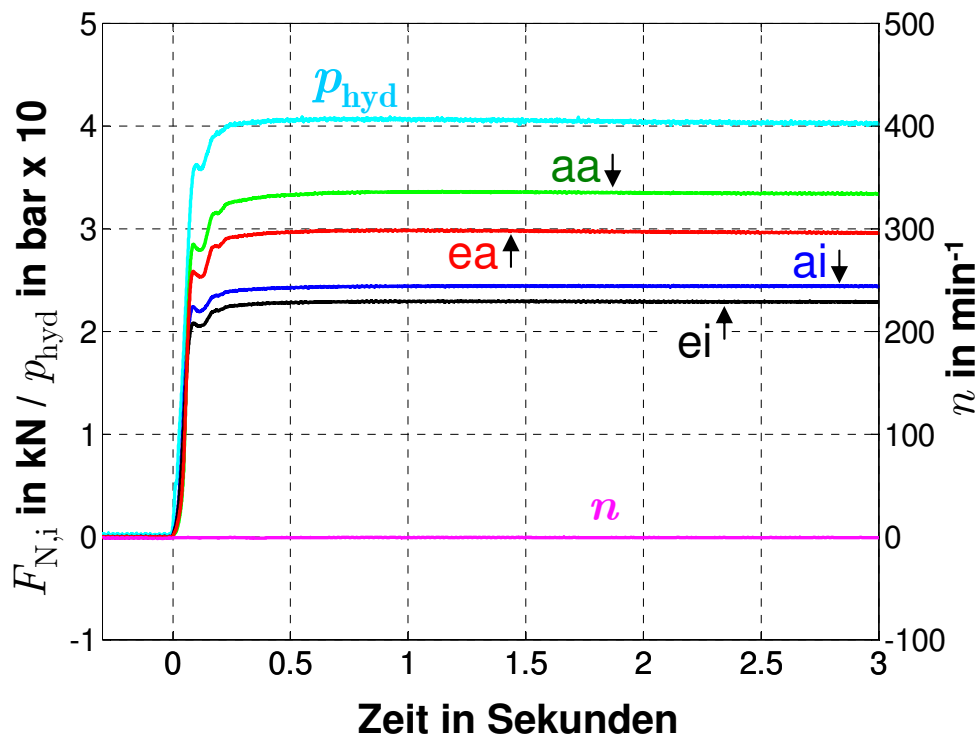


Abbildung 5.1: Verlauf der Normalkräfte bei einer stehenden Brems Scheibe

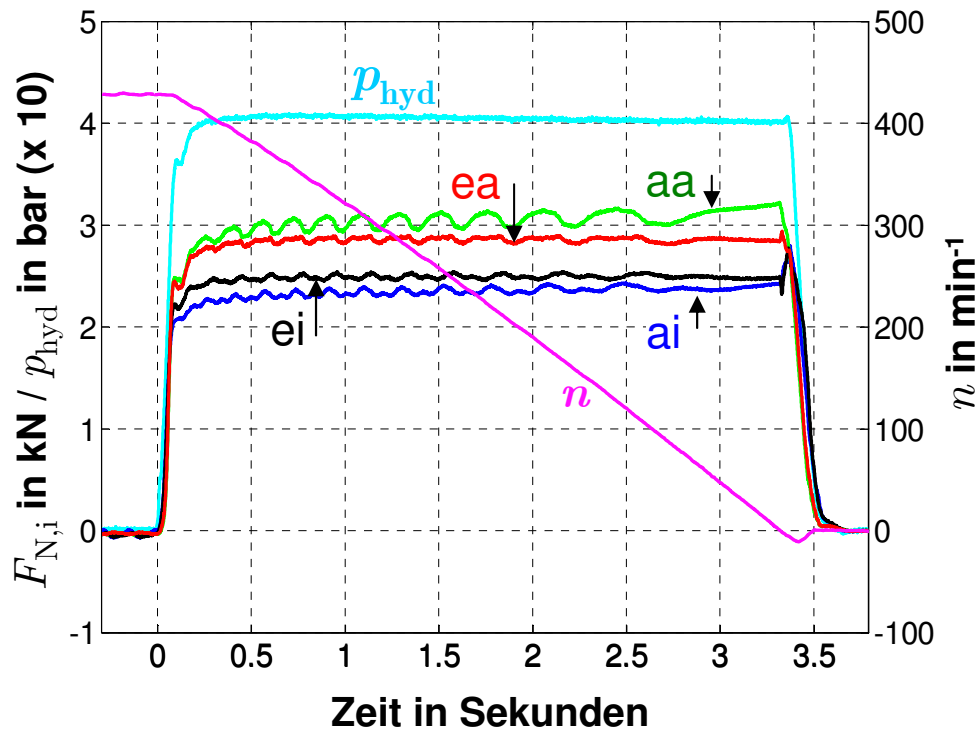


Abbildung 5.2: Verlauf der Normalkräfte während des Bremsvorgangs

Erläuterungen zu den beiden vorangegangenen Messschrieben: Aufgetragen ist der zeitliche Verlauf der Beträge der Normalkräfte der vier Sensoren eines Kraftmessbelags. Die Verläufe der Kräfte folgen dem Verlauf des Bremsdrucks. Die Verteilung der einzelnen Kräfte ist abhängig vom (Schräg-)verschleiß der Bremsbeläge und der Bremsscheibe sowie der Höhe des Bremsdrucks. Die vorhandene Reibpaarung zeigt bei einem geringen Schrägverschleiß¹ wie erwartet, dass durch die Sattelaufweitung bei einem Bremsdruck von 40 bar die beiden äußeren Sensoren (aa und ea) die größeren Kräfte übertragen. Direkt im Anschluss an die Messung mit der stehenden Bremsscheibe wird das Rad beschleunigt und in Abbildung 5.2 aus $n_A = 425 \text{ 1/min}$ entsprechend $v_A = 15 \text{ m/s}$ mit $p_{\text{hyd}} = 40 \text{ bar}$ Bremsdruck abgebremst. Während des Bremsvorgangs treten Spannkraftschwankungen gleicher Frequenz, aber unterschiedlicher Amplituden an allen vier Messpositionen auf. Diese Spannkraftschwankungen werden im folgenden Abschnitt näher untersucht. Weiterhin fällt auf, dass sich die Kräfte sowohl an der Außen- als auch an der Innenseite in Richtung Einlaufseite verschieben.

Die Differenz der Beträge zwischen der kolben- und der faustseitigen Spannkraft wurden bereits in Abbildung 4.12 auf Seite 80 dargestellt.

¹Anmerkung: Eingesetzt wird eine neue Bremsscheibe und parallelgeschliffenen Kraftmessbeläge. Vor der ersten Messung wird die Reibpaarung mit einer Vielzahl von Abbremsungen mit verschiedenen Bremsdrücken eingefahren. Auf Einfahrvorgänge mit hohen Temperaturen muss dabei als Schutz der Sensoren verzichtet werden. Während des Einfahrvorgangs passen sich die Reibpartner aneinander an. Dadurch kann ein geringer Schrägverschleiß nicht ausgeschlossen werden.

In Abbildung 5.3 sind links die Kraftangriffspunkte über einer Erhöhung des Bremsdrucks bei einer stehenden Bremsscheibe dargestellt². Die Auswertung der Positionen der Kraftangriffspunkte erfolgt in folgendem Auswertungszeitraum: Um einen Einfluss von Randeffekten durch den Anstieg des Bremsdrucks und den Anstieg des Bremsmoments zum Ende eines Bremsvorgangs auszuschließen, werden die Kraftangriffspunkte im Bereich von $t_{0,25} = 0,25 \cdot (t_E - t_A) + t_A$ bis $t_{0,75} = 0,75 \cdot (t_E - t_A) + t_A$ ausgewertet³. Dargestellt wird der jeweilige Mittelwert der Positionen der Angriffspunkte. Die Änderung des Kraftangriffspunkts während einer Umdrehung der Bremsscheibe wird in Abschnitt 5.2 dargestellt.

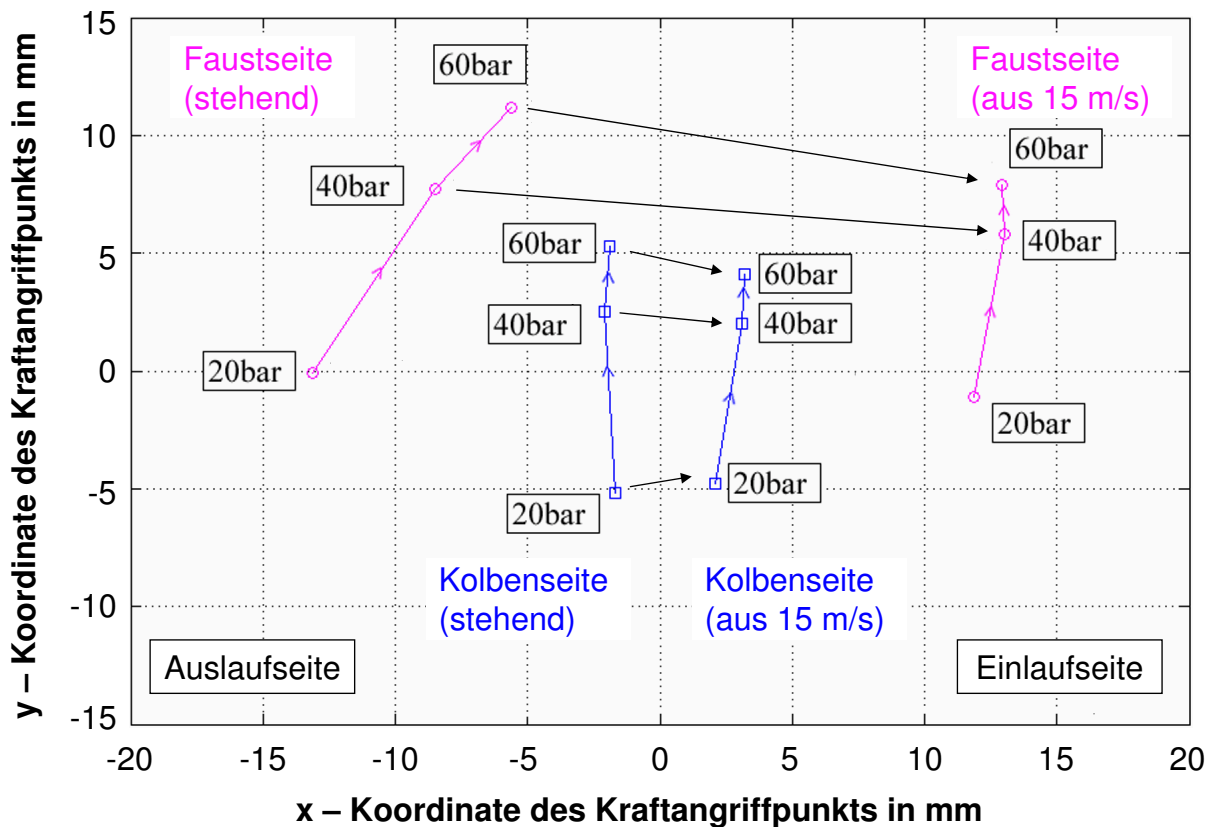


Abbildung 5.3: Änderung der Kraftangriffspunkte über dem Bremsdruck (Vergleich: stehende Bremsscheibe / Bremsvorgang)

Die Kraftangriffspunkte verschieben sich, wie nach der Modellvorstellung der Sattelaufweitung nach Abbildung 2.15 zu erwarten, mit steigendem Bremsdruck zur Außenseite. Bei einer stehenden Bremsscheibe befinden sich die kolben- und faustseitigen Kraftangriffspunkte auf der Auslaufseite. Während eines Bremsvorgangs verschieben sie sich in Richtung der Einlaufseite. Die Bewegung der Angriffspunkte in Richtung Einlaufseite entspricht der Modellvorstellung nach BURCKHARDT, vgl. Abbildung 2.14.

Die Bewegungen der Angriffspunkte in y-Richtung sind auf der Kolben- und der Faustseite ähnlich und betragen ca. 10 mm bei einer Bremsdruckerhöhung von 20 auf 60 bar.

²Die dargestellten Verläufe entsprechen dem Mittelwert aus fünf Wiederholungen. Die maximale Messabweichung ist kleiner als 1 mm.

³ t_A beschreibt den Startpunkt des Bremsvorgangs, d. h. der Zeitpunkt der ersten Änderung der Raddrehzahl n , und t_E ist der Zeitpunkt, bei der die Raddrehzahl n das erste mal gleich Null ist.

Die durch den Bremsvorgang verursachte Verschiebung in x-Richtung beträgt auf der Kolbenseite ca. 6 mm – dies entspricht in etwa den Berechnungen nach BURCKHARDT (vgl. Seite 20). Auf der Faustseite ist eine deutlich größere Verschiebung mit durchschnittlich 20 mm gemessen worden. Die mögliche Ursache wird in der elastischeren Anbindung der Faustseite im Vergleich zur Kolbenseite gesehen: Zum einen ist der Halter an der Kolbenseite verschraubt und es werden Verformungen der Halterfinger erwartet, zum anderen ist die Faust mit einer gummielastischen Führung mit dem Halter verbunden, was zu Verschiebungen und Verdrehungen der Faust führt⁴.

Die Verschiebung der Kraftangriffspunkte bedeutet für die Spannkrafttradien, dass sie sich, bezogen auf die 161 mm vom Mittelpunkt der Sensoren bis zur Radnabe (entsprechend Gleichung 3.9), bei einer Bremsdruckerhöhung von 20 auf 60 bar um ca. 6 % vergrößern.

Eine Änderung der Anfangsgeschwindigkeit auf z. B. 30 m/s zeigt keinen signifikanten Unterschied der Positionen der Kraftangriffspunkte. Dies lässt sich durch das nahezu gleichbleibende Bremsmoment und die annähernd konstante Spannkraften erklären.

⁴Schumann/Winner (2004): Kraftfahrzeuge III: Entwicklung von Scheibenbremsen – Grundlagen und Herausforderungen.

5.2 Spannkraftverlauf während eines Bremsvorgangs – Einfluss der Bremsscheibengeometrie

Ziel dieses Abschnittes ist die Analyse von Bremsmomentschwankungen, wie in Abbildung 2.20 dargestellt, bzw. von Spannkraftschwankungen, entsprechend Abbildung 5.2, mit Hilfe der Kraftmessbeläge. Als Bremsparameter werden ein hydraulischer Druck von 40 bar und eine Anfangsgeschwindigkeit von 30 m/s gewählt. Die Bremsscheibe weist bei Raumtemperatur auf dem mittleren Radius eine maximale DTV von $8\text{ }\mu\text{m}$ auf⁵.

In Abbildung 5.4 sind die Normalkraftverläufe der Kolbenseite während des Bremsvorgangs dargestellt.

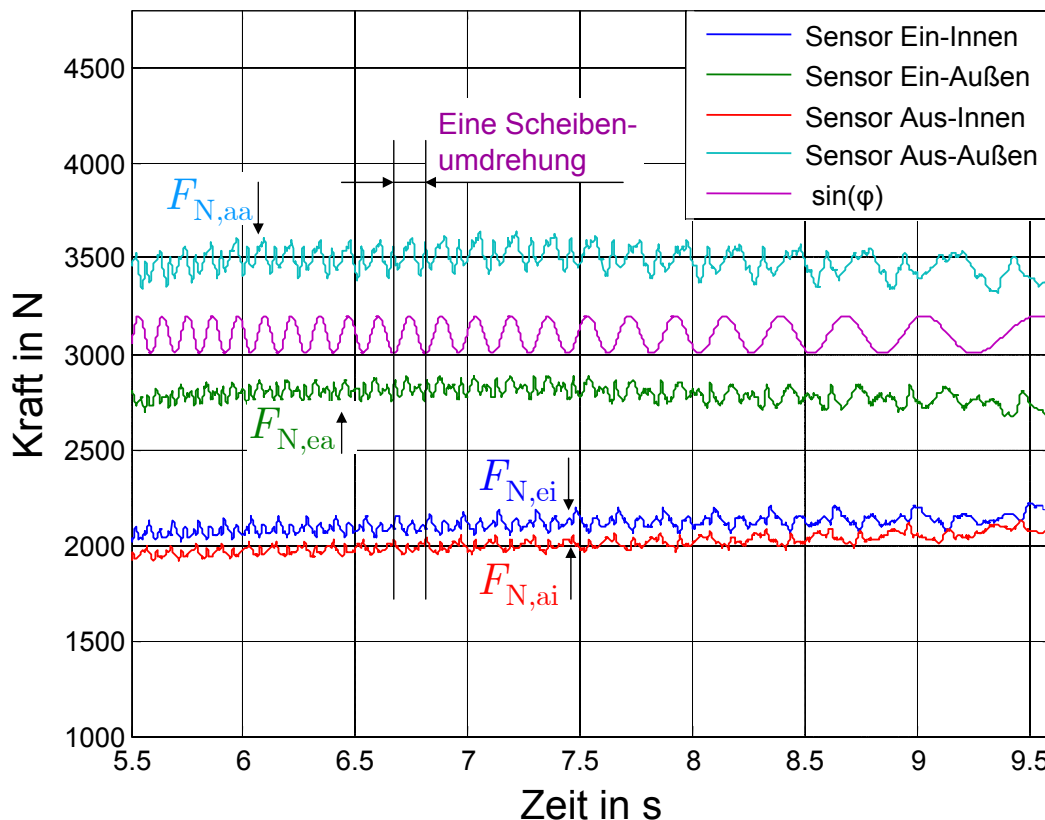


Abbildung 5.4: Normalkräfte auf der Kolbenseite bei einer 40 bar Abbremsung

Zur Veranschaulichung der Abhängigkeit der Spannkraftschwankungen von der Position der Bremsscheibe ist der Sinus des Winkels der Bremsscheibe $\sin(\varphi)$, bzw. des Rades dargestellt. Es treten wie z.B. bei ENGEL⁶ Kraftschwankungen in der 2. Ordnung der Raddrehzahl auf. Dem Verlauf der Normalkräfte ist zu entnehmen, dass die auftretenden Änderungen von der Winkelposition der Bremsscheibe abhängig sind. Die in Abbildung 5.4 dargestellten Kraftschwankungen werden für eine Scheibenumdrehung mit den folgenden Messschritten näher untersucht.

⁵Anmerkung: nach GROCHOWICZ (1997, S.137) führt eine Erwärmung der Bremsscheibe zu einer Erhöhung der DTV um ca. $1\text{ }\mu\text{m}$ pro 15°K

⁶Engel (1998): Systemansatz zur Untersuchung von Wahrnehmung, Übertragung und Anregung bremsregter Lenkunruhe in Personenkraftwagen S. 80f.

In Abbildung 5.5 ist das Bremsmoment über der Zeit aufgetragen. Das Bremsmoment weist im Bereich von $\varphi \approx 170^\circ$ bis $\varphi \approx 280^\circ$ der Bremsscheibe eine Schwankung von 1,7% auf.

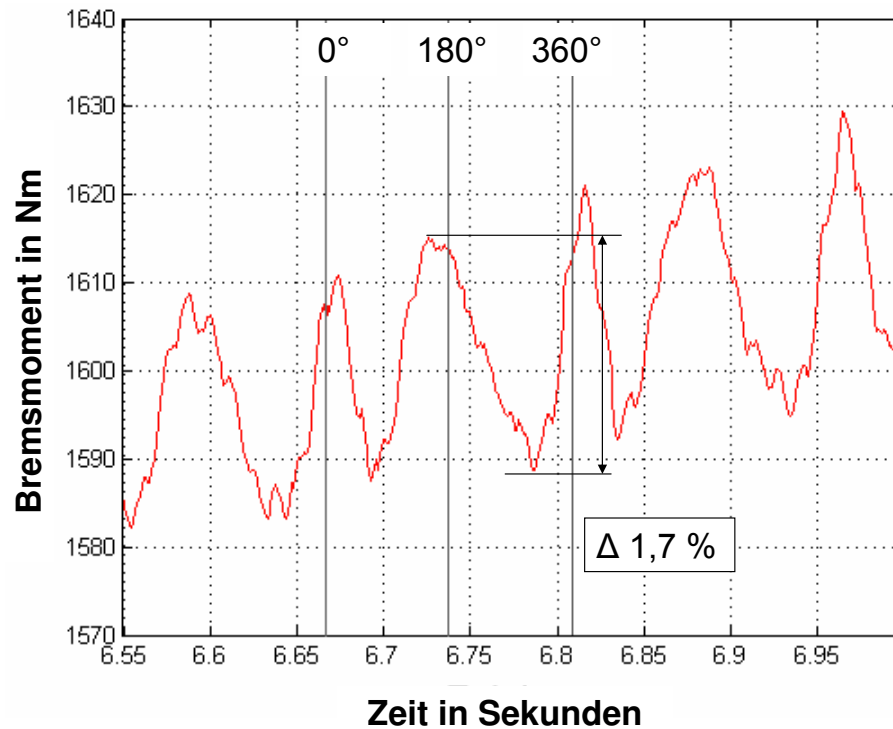


Abbildung 5.5: Bremsmomentschwankungen

Im folgenden wird mit den Kraftmessbelägen untersucht, wie sich während dieser gebremsten Bremsscheibenumdrehung die Beträge und Spannkrafttradien auf der Faust- und Kolbenseite verändern, um die Hauptursache für die Bremsmomentschwankung zu ermitteln.

Für den einfacheren Vergleich der Änderungen der Messwerte ist in den folgenden Messdiagrammen neben der Bremsscheibenstellung auch die Amplitude der Änderung der Messgröße in dem Bereich der 1,7 prozentigen Schwankung des Bremsmoments hervorgehoben.

In Abbildung 5.6 sind die Verläufe der Beträge der kolben- und faustseitigen Spannkraft aufgetragen.

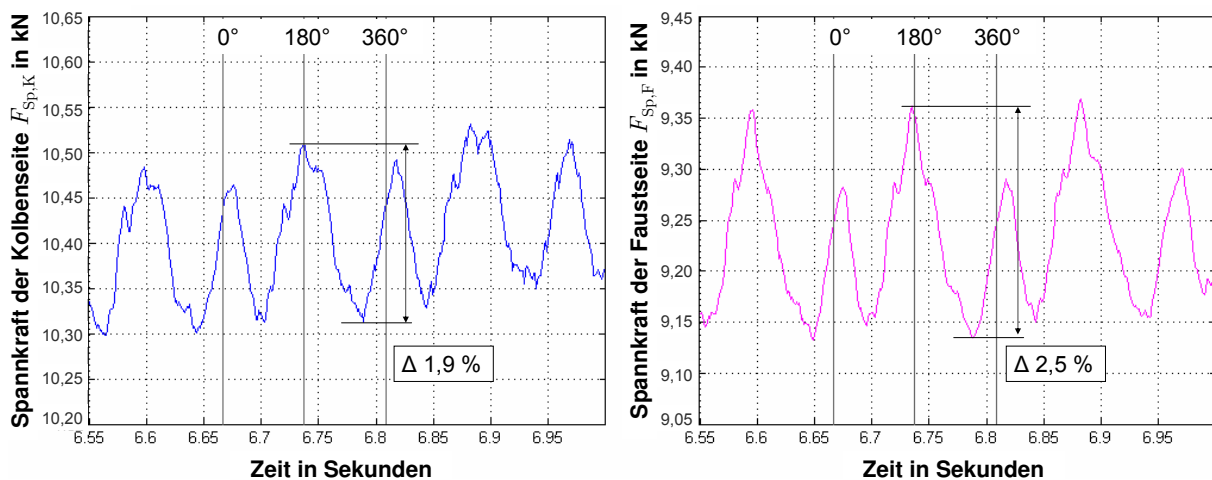


Abbildung 5.6: Beträge der Spannkräfte. Links: Kolbenseite, rechts: Faustseite

Zu entnehmen ist, dass die Kräfte gleichzeitig steigen und fallen. Die Ursache für diese Spannkraftschwankungen kann somit Bremsscheibendickenschwankungen zugeordnet werden. Die zwei Hoch- und Tiefpunkte der Spannkräfte pro Scheibenumdrehung entsprechen der Modellvorstellung nach EGGLESTON⁷ (Abbildung 2.21). Die Spannkraftschwankungen fallen auf der Faustseite höher als auf der Kolbenseite aus. Auffällig ist, dass beide Schwankungen größer als die des Bremsmoments sind.

In Abbildung 5.7 sind die zugehörigen Spannkrafttradien aufgetragen.

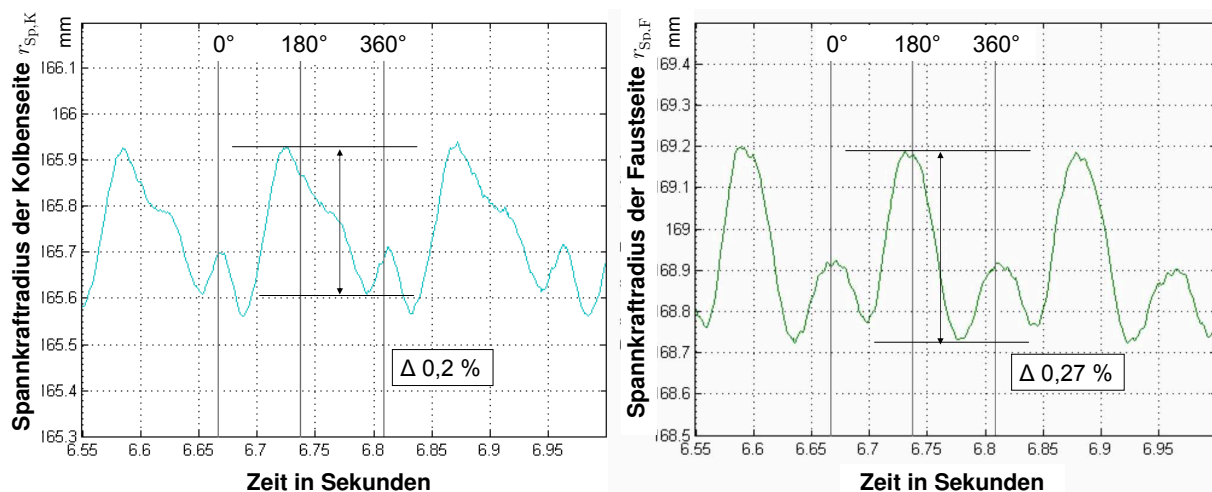


Abbildung 5.7: Darstellung der Spannkrafttradien. Links: Kolbenseite, rechts: Faustseite

Die Änderungen der Spannkrafttradien fallen im Vergleich zu den Beträgen der Spannkräfte deutlich geringer aus. Die Minima und Maxima der Reibradien befinden sich bezogen auf den Winkel der Bremsscheibe in örtlicher Nähe zu den Minima und Maxima der Beträge der Spannkräfte. Auch dieses entspricht der Modellvorstellung nach EGGLESTON. In

⁷Eggleston (1999): Cold Judder S. 4.

Abbildung 5.8 sind die Gründe, die zu dem gleichzeitigen Abfallen der Beträge und der Reibradien führen, schematisch dargestellt.

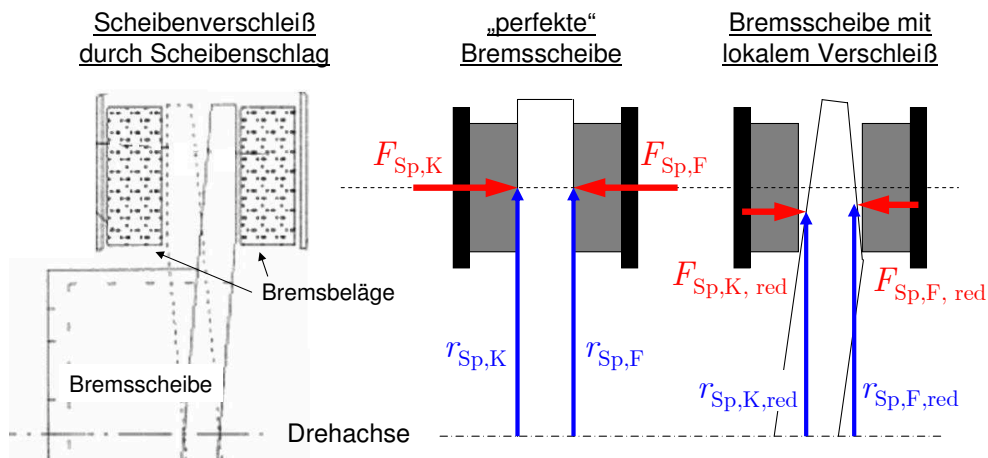


Abbildung 5.8: Auswirkung des Scheibenschlags auf DTV und auf die Spannkräfte. Quelle links: nach EGGLESTON (1999, S. 4.)

Abbildung 5.8 stellt links das Modell einer Scheibenbremse dar, bei der ein Taumeln der Bremsscheibe zu einer DTV führt. In der Mitte ist eine DTV-freie Bremsscheibe und rechts ein mögliches aus Bremsscheibenschlag resultierendes Verschleißbild einer Bremsscheibe zu sehen. Entsprechend dieses Verschleißbildes kann davon ausgegangen werden, dass die Beträge der Spannkräfte sinken (an den Stellen, an denen die Bremsscheibe dünner wird) und dass die Reibradien gleichzeitig kleiner werden, da sich die Anpressdruckverteilung nach innen verschiebt. Somit stimmen die Modellvorstellung und die Messergebnisse überein.

In Abbildung 5.9 ist der nach Gleichung 2.15 auf Seite 24 berechnete Reibwert μ_B für den untersuchten Zeitabschnitt aufgetragen. Diese Rechengröße beruht auf der Annahme, dass der Reibwert konstant über der Reibfläche und auf der Kolben- und der Faustseite gleich ist.

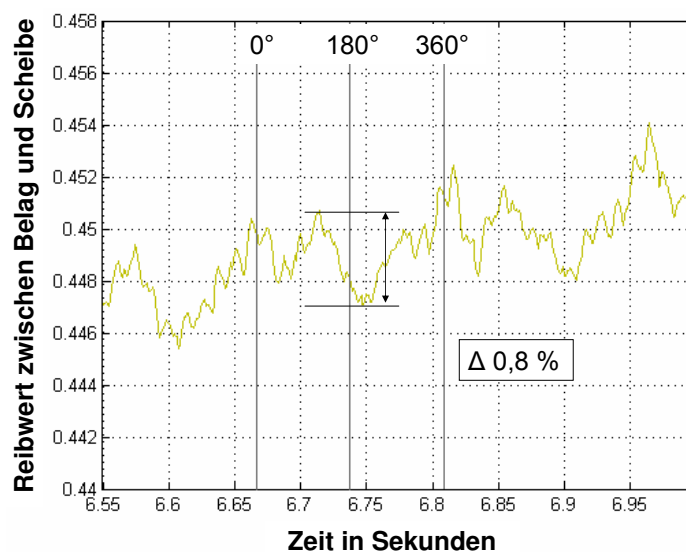


Abbildung 5.9: Verlauf des berechneten Reibwerts

Mit der Verrechnung der Schwankungen der beiden Beträge und der Reibradien der Spannkkräfte mit den Schwankungen des Bremsmoments werden Schwankungen des Reibwerts im Bereich von 0,8 % ermittelt. Somit kann mit dieser Abbremsung gezeigt werden, dass Bremsmomentschwankungen nicht immer nur Änderungen des Reibwerts zugeordnet werden können, sondern dass die Änderung der Spannkkräfte, zumindest in diesem Fall, die hauptverursachende Größe ist. Die Änderungen der Reibradien spielen bei diesem Bremsvorgang eine untergeordnete Rolle.

Weiterhin ist in Abbildung 5.10 der Verlauf des Bremsdrucks, der neben dem Bremsmoment eine der Standardmessgrößen während Bremsversuchen ist, dargestellt.

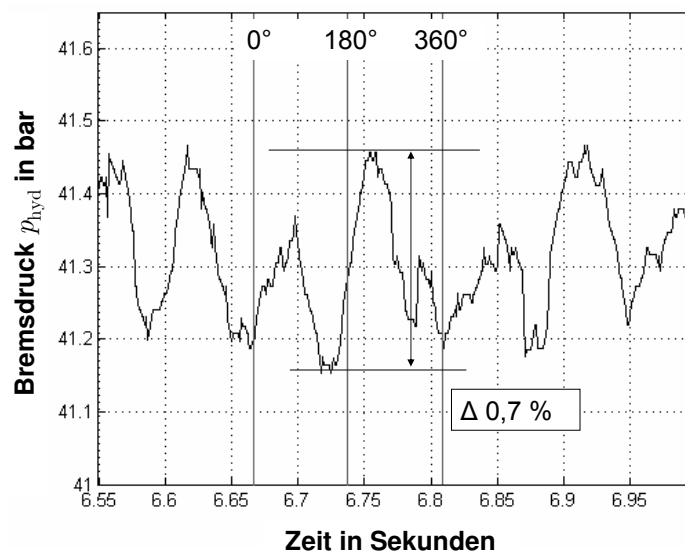


Abbildung 5.10: Verlauf des Bremsdrucks

Mit dem Messschrieb des Bremsdrucks wird deutlich, dass mit dem Bremsdrucksignal betragsmäßig nur ein Teil (ca. 1/3) der Spannkraftschwankungen erfasst wird. Weiterhin besteht während dieser gebremsten Scheibenumdrehung ein Verzug zwischen dem Maximum der Spannkraft und dem des hydraulischen Drucks von ca. 50° Scheibendrehung. Über den gesamten Bremsvorgang zeigt sich ein konstanter Zeitverzug zwischen dem Spannkraft- und dem Bremsdrucksignal von ca. 25 ms. Insgesamt zeigt sich, dass die Nutzung des Bremsdrucksignals ohne weitere Informationen für die Bewertung von DTV nur als unpräzise Messgröße betrachtet werden kann.

Mit diesen Messergebnissen ist angedeutet, welch weiteres Potential in der Nutzung der Kraftmessbeläge vorhanden sind. Mit diesem Werkzeug kann die Messung der Kraftänderungen resultierend aus dem Geometrieverlauf einer Bremsscheibe (DTV) durchgeführt werden. Insbesondere ist es aber auch erstmals möglich, die Veränderungen der DTV während eines Bremsvorgangs oder auch einer Folge von Bremsvorgängen zu untersuchen.

5.3 Änderung der Kraftangriffspunkte während einer Scheibenumdrehung

Im vorangegangenen Abschnitt sind die Beträge und die Reibradien der kolben- und faustseitigen Spannkraft während einer Scheibenumdrehung analysiert worden. In den folgenden beiden Diagrammen wird gezeigt, wie sich die Angriffspunkte während einer Scheibenumdrehung sowohl in x- als auch in y-Richtung verändern.

In den Abbildungen 5.11 und 5.12 sind die Änderungen der Positionen der Kraftangriffspunkte auf der Kolben- und der Faustseite während einer Scheibenumdrehung während des selben Bremsvorgangs wie in Abschnitt 5.2 dargestellt.

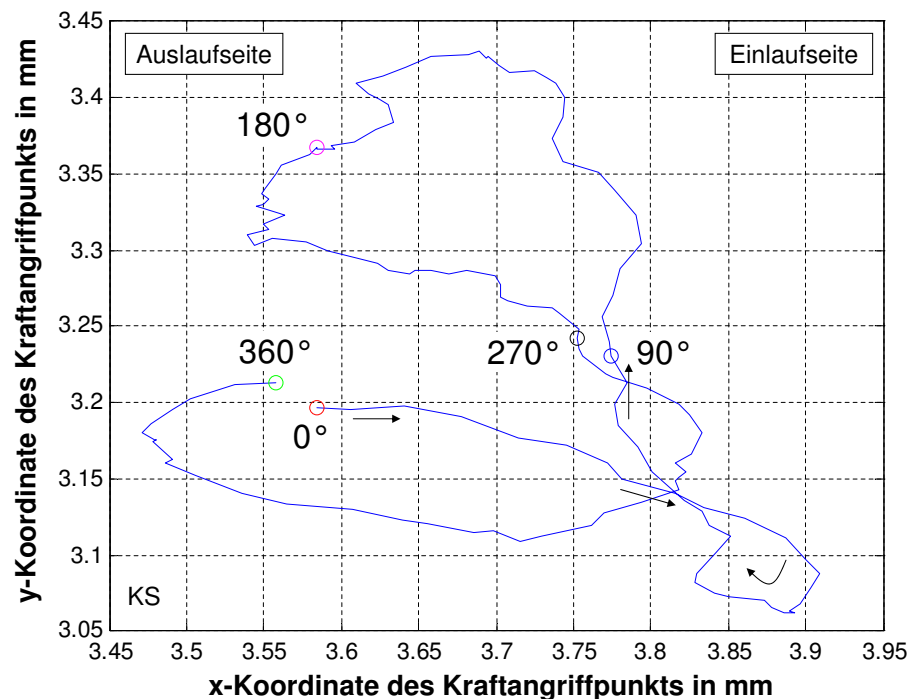


Abbildung 5.11: Bewegung des Kraftangriffspunkts auf der Kolbenseite

Zu entnehmen ist, dass die Kraftangriffspunkte sich sowohl in x-Richtung und in y-Richtung verschieben. Die Änderungen fallen auf der Kolbenseite kleiner aus als auf der Faustseite aus. Insbesondere ähnelt auf der Faustseite der Verlauf der Änderung des Kraftangriffspunkts über eine Scheibenumdrehung der Form von zwei Kreisbewegungen. Die Art der Bewegung ist im Einklang mit den Verschleißbildern der Bremsscheibe nach EGGLESTON⁸. Aufgrund des Kontakts der Bremsbeläge mit einer taumelnden Bremsscheibe wird die Bremsscheibe in zwei gegenüberliegenden Bereichen verschlissen (vgl. Abbildung 2.21 auf Seite 27 und Abbildung 5.8 auf Seite 101) und somit eine Bremsscheibendickenschwankung erzeugt, die die Bewegungen der Kraftangriffspunkte in x- und y-Richtung erklären.

⁸Eggleston (1999): Cold Judder S.4.

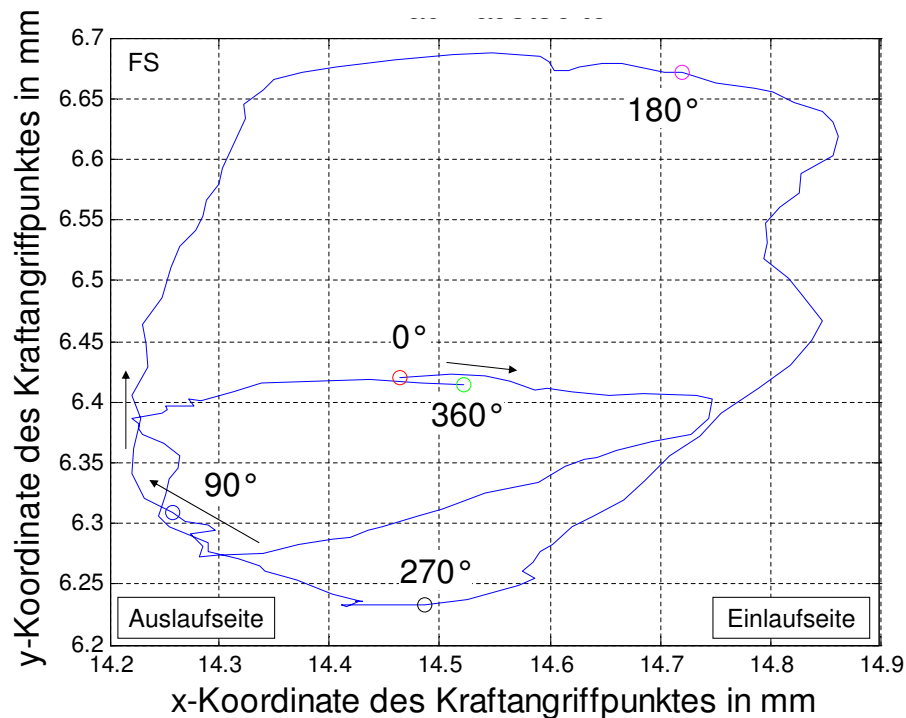


Abbildung 5.12: Bewegung des Kraftangriffspunktes auf der Faustseite

Bei einem vollständig symmetrischen Verschleißbild der Bremsscheibe würden zwei identische Kreisbewegungen der Kraftangriffspunkte pro Scheibenumdrehung erwartet. Dass die DTV nicht gleichmäßig über der Bremsscheibe verteilt ist, war bereits in den Abbildungen 5.6 und 5.7 anhand der Verläufe der Beträge der Spannkkräfte und anhand der Spannkkradradien ersichtlich.

5.4 Fazit

Anhand der hier gezeigten Messergebnissen wird deutlich, welches Potential durch die Anwendung der Kraftmessbeläge gegeben ist und welche neuen Analysemöglichkeiten im Bereich der Scheibenbremse durch sie ermöglicht werden.

Es konnte mit den Kraftmessbelägen erstmals die Anpressdruckverteilung während eines Bremsvorgangs und diese auch erstmals im Vergleich zu einer stehenden Bremsscheibe gezeigt werden. Weiterhin ist die Änderung der Kraftangriffspunkte bei einer Bremsdruckerhöhung von 20 bis 60 bar auf der Kolben- und der Faustseite einer stehenden Bremsscheibe im Vergleich zur entsprechenden Änderung während eines Bremsvorgang dargestellt worden. Insbesondere die gezeigten Analysemöglichkeiten in Bezug auf Bremsmomentschwankungen ermöglichen, durch die Messung der Beträge und der Angriffspunkte der Spannkkräfte, neue Wege bei der Entwicklung und Erforschung von Scheibenbremsen.

Die Messergebnisse bestätigen theoretische Annahmen, z. B. die nach BURCHHARDT⁹ und EGGLESTON¹⁰, die nun erstmals qualitativ und quantitativ nachgewiesen werden konnten.

⁹Burckhardt (1991): Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen.

¹⁰Eggleston (1999): Cold Judder.

6 Anwendungsmöglichkeiten, Fazit und Ausblick

Die Kraftmessbeläge, deren Entwicklung in den vorangegangenen Kapiteln erläutert wurde, stellen ein neuartiges und wertvolles Instrument für die Bremsenforschung und -entwicklung dar. Darüber hinaus werden auch die während des Produktentwicklungsprozesses gewonnenen Erkenntnisse als sehr nützlich für die Bremsenindustrie erachtet, was u. a. im Folgenden erörtert wird.

Durch die Weiterentwicklung der weit verbreiteten Modellvorstellung einer Radbremse (Abbildung 2.7) liegt eine erweiterte Modellvorstellung einer Scheibenbremse in Abbildung 2.19 und in Form einer Funktionsstruktur in Abbildung 3.2 vor. Der Funktionsstruktur können die Energie- und Kraftflüsse in einer Scheibenbremse, die Positionen der Umwandlung und die vorhandenen Energiespeicher entnommen werden. Das Hauptaugenmerk ist dabei auf die wirkenden Kräfte im Bremssattel und in den Bremsbelägen gelegt worden. Eine solche Analyse der Energie- und Kraftflüsse in einer Radbremse konnte in der Literatur bisher nicht gefunden werden. Bei der Entwicklung der Kraftmessbeläge diente diese Strukturanalyse der Bestimmung der Messposition und der Erstellung der Validierungsvorschriften. Künftig können diese Erkenntnisse genutzt werden, um die reibungstechnischen Vorgänge in einer Bremse noch weiter zu analysieren. Insbesondere im Bereich der Simulationstechnik können diese Ergebnisse bei der Erstellung und Erweiterung von Bremsen-Modellen (z. B. FEM-, Mehrkörper- oder Matlab-Simulink-Modellen) hilfreich sein. Die dargestellten Ergebnisse helfen bei der Interpretation von Prüfstandsergebnissen, da gezeigt werden konnte, dass z. B. die im AK-Master dargestellten Reibwertänderungen in Wirklichkeit primär auf Änderungen der Beträge der Spannkraft zurückgeführt werden können.

Mit den Kraftmessbelägen ist es erstmals möglich,

- den Betrag der Spannkraft,
- die Verteilung des Anpressdrucks (an vier Messpunkten),
- den Kraftangriffspunkt der Spannkraft,
- die Reibradien,
- unabhängig voneinander auf der Kolben- und der Faustseite,
- bei stehender Bremsscheibe und während des Bremsvorgangs

zu erfassen.

Mit diesem Werkzeug ist es gelungen, die Vorgänge in einer Scheibenbremse zu einem großen Teil, wie in Abbildung 6.1 dargestellt ist, messtechnisch zugänglich zu machen.

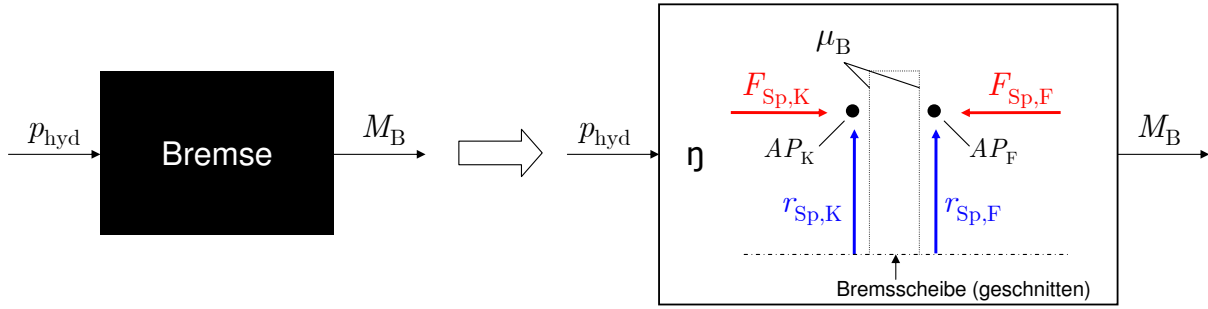


Abbildung 6.1: Auflösung der Bremse als Blackbox durch die Kraftmessbeläge

Ohne die Kraftmessbeläge ist die Scheibenbremse eine Blackbox, zu der lediglich der hydraulische Druck p_{hyd} als Eingangsgröße und das Bremsmoment M_B als Ausgangsgröße vorliegen. Mit diesen beiden Größen und Annahmen über den Wirkungsgrad und den Reibradius wurde auf die weiteren Größen geschlossen. Durch den Einsatz der Kraftmessbeläge ist es gelungen, die Spannkkräfte $F_{\text{Sp},i}$, deren Kraftangriffspunkte AP_i und somit die Reibradien $r_{\text{Sp},i}$ messtechnisch zu erfassen und die bisherige Blackbox zum Teil aufzulösen. Insbesondere Bremsmomentschwankungen, die sich in Bremsenrubbeln widerspiegeln können, können nun erstmals nach Spannkraft- und Reibradiusschwankungen auf der Kolben- und Faustseite untersucht werden. Weiterhin können mit Hilfe der Kraftmessbeläge der mittlere Reibwert μ_B zwischen den Bremsbelägen und der Brems Scheibe sowie der Wirkungsgrad η mit Hilfe der Ein- und Ausgangsgrößen p_{hyd} und M_B berechnet werden.

Bezogen auf den Standard-Reibwert-Test, den AK-Master, können die nach LANGE et al.¹ ermittelten Messunsicherheiten, entsprechend Abbildung 2.10, deutlich reduziert werden. Durch die Messung der Spannkkräfte und der Reibradien werden die Informationen über den Brems- und Anlegedruck, den Wirkungsgrad, die Kolbenfläche und den abgeschätzten Reibradius, die insgesamt ca. 2/3 der Messunsicherheit bei einem Mindestfehlerband von 10 % verursachen, nicht mehr benötigt. Insbesondere die Messung der Reibradien mit einer maximalen Messunsicherheit von $\pm 0,75\%$ ermöglicht eine deutliche Reduzierung um insgesamt 50 % der Messunsicherheit des AK-Master-Tests. Durch die Kraftmessbeläge können Bremsmomentänderungen erstmals den Beträgen und den Reibradien der kolben- und faustseitigen Spannkraft zugeordnet werden.

Für DTV-Untersuchungen besteht erstmals die Möglichkeit, direkt die Spannkkräfte zu messen, ohne auf Hilfsgrößen wie die Messung der Scheibendicke und des Bremsdrucks, der wie gezeigt einen Zeitverzug und reduzierte Amplituden aufweist, zurückzugreifen. Mit den Kraftmessbelägen können über eine Vielzahl von Abbremsungen die resultierenden Spannkkräfteschwankungen auf der Kolben- und der Faustseite erfasst und somit deren Änderungen untersucht werden. Weiterhin könnte durch den gleichzeitigen Einsatz der Kraftmessbeläge mit einer Vermessung der Brems Scheibe (mit z. B. kapazitiven Sensoren) auf Zusammenhänge zwischen Brems Scheibendickenschwankungen und Spannkkräfteschwankungen geschlossen werden.

Die Hersteller von Bremsenkomponenten können z. B. die Auswirkungen von Serienstreuungen, Einflüsse der Sattelsteifigkeiten und Sattelbauarten, Auswirkungen unterschiedlicher Reibmaterialien, Zusätze in Brems Scheibenlegierungen und die Wirksamkeit von Sekundärmaßnahmen wie Dämpfungsbleche oder -lacke beurteilen. Empfehlenswert könnte

¹Lange et al. (2006): Der μ -Wert – Reibwertbestimmung in Bremssystemen.

der Einsatz der Kraftmessbeläge bei „Problembremsen“ (z. B. einer bremsrubbelanfälligen Bremse) sein, um zu untersuchen, ob die Kraftschwankungen durch den Reibwert, den Reibradius oder durch Spannkraftschwankungen verursacht werden. Prinzipiell sollten auch Untersuchungen zum Bremsenquietschen möglich sein, da Piezoquarzsensoren für hochfrequente Messungen (beim Bremsenquietschen werden Frequenzen bis 20 kHz analysiert) bestens geeignet sind – dies wurde jedoch im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht. Insgesamt werden durch die neu gegebene Möglichkeit zur Erfassung von Messgrößen mit den Kraftmessbelägen sehr viele Anwendungs- und Analysemöglichkeiten in der Praxis gesehen.

Die Grenzen der Kraftmessbeläge sind durch die Reduzierung der Reibschichtdicke in der reduzierten Standzeit und die Maximaltemperaturen gegeben. Die maximal zulässigen 120° C im Bereich der Sensoren lassen Fading- oder Hotspot-Tests nicht zu. Eine stärkere Kühlung der Sensoren, z. B. mit einer Kühlflüssigkeit, ist von der Außenseite der Sensoren her möglich. Durch die Verschraubung der Sensoren wird Wärme jedoch auch direkt in die Mitte der Sensoren geleitet. Eine Möglichkeit zur effektiven Abfuhr dieser Wärme scheint bei den eingesetzten Sensoren nicht möglich zu sein.

Weiterhin besteht die Möglichkeit zur Validierung von Bremsenmodellen (Beispiele sind im Abschnitt 2.2.3 aufgeführt) in Bezug auf die Spannkraften in einer Scheibenbremse. Hilfsgrößen wie die Messung der Bremsbelagauslenkungen (SCHMALFUSS²) oder Verschleißbild- und Sattelverschiebekraft-Messungen (SCHUMANN³) für die Annäherung an das Spannkraftsignal werden künftig nicht mehr benötigt und können durch den Einsatz der entwickelten Kraftmessbelägen ersetzt werden.

Eine weitere Anwendungsmöglichkeit der Kraftmessbeläge wird in einem Austausch der Normalkraftsensoren durch Querkraftsensoren (Schubkraftsensoren), die im Abschnitt 3.4.3 für die Untersuchung der Messfehler der Kraftmessbeläge der ersten Generation eingesetzt wurden, gesehen. Dies würde das Messen der Umfangskräfte in einer Bremse erlauben. Durch den gleichzeitigen Einsatz von Normal- und Querkraftsensoren (in Reihe geschaltet), oder die Nutzung von dreiachsigen Sensoren, könnte die in Abbildung 6.1 dargestellte Blackbox komplett aufgelöst werden. Damit wären Aussagen über die Reibwertverteilung und Unterschiede zwischen den Reibwerten auf der Kolben- und Faustseite möglich.

²Schmalfuß (2002): Theoretische und experimentelle Untersuchung von Scheibenbremsen.

³Schumann (2007): Analysemethode zur Beurteilung des ungleichförmigen Brems Scheibenverschleißes an Pkw-Scheibenbremsen.

7 Zusammenfassung

Die Entwicklung einer Fahrzeugbremse, die den Leistungs- und Komfortansprüchen eines modernen Fahrzeugs gerecht wird, erfordert viel Zeit und ist mit hohen Kosten verbunden. Die Gründe liegen u. a. darin, dass bis heute keine Beschreibung der Kraftübertragungswege in einer Radbremse existiert, die den Anforderungen, die aus der Entwicklung gestellt werden, gerecht wird.

Ursache hierfür ist, dass in einer Radbremse eine Vielzahl an unbekannten Parametern vorhanden ist, für die Vereinfachungen und Annahmen getroffen werden müssen. Dies hat zur Folge, dass der Zusammenhang zwischen der Eingangsgröße, dem hydraulischen Druck p_{hyd} , und der Ausgangsgröße, dem Bremsmoment M_B , nicht eindeutig beschrieben werden kann und dass abgeleitete Größen mit Unsicherheiten behaftet sind, die größer als ihre Änderungen sein können. Sowohl im Bereich der Entwicklung von Serienkomponenten, als auch in der Forschung werden aus diesem Grund Messwertaufnehmer, die während eines Bremsvorgangs eingesetzt werden können, benötigt. Dafür geeignete Messwerkzeuge existieren aber bis heute nicht. Insbesondere wird in der Literatur das Fehlen von Messwerkzeugen für die Erfassung der Spannkkräfte und der Reibradien z. B. für Serienprüfabläufe (AK-Master), für Untersuchungen von Bremsscheibendickenschwankungen (DTV) und für Bremsensimulationsmodelle genannt.

Die Entwicklung und Anwendung eines solchen Messwerkzeugs für Scheibenbremsen wird in der vorliegenden Arbeit dokumentiert. Mit diesem Werkzeug ist es erstmals möglich, während eines Bremsvorgangs Betrag und Angriffspunkt der kolben- und faustseitigen Spannkraft und somit auch die Reibradien für die Erzeugung des Bremsmoments zu messen.

Ausgangspunkt der Untersuchung ist eine detaillierte Analyse der Kräfte in einer Scheibenbremse, u. a. mit der Darstellung von Kraftflüssen und einer Funktionsstruktur, woraus die Anforderungen an ein solches Messwerkzeug und eine erweiterte Modellvorstellung einer Scheibenbremse abgeleitet werden. Im Vergleich zur allgemein verbreiteten Modellvorstellung einer Scheibenbremse wird ein höherer Detaillierungsgrad durch die Auflösung der Spannkkräfte, der Reibradien und der Reibwerte für die Kolben- und die Faustseite verwirklicht.

Die Bewertung der Kraftflussanalyse ergibt als Messposition die Zwischenschicht eines Bremsbelags, d. h. den Bereich der Verbindung des Reibmaterials mit der Rückenplatte. Eingesetzt werden Piezoquarzsensoren, deren Eignung mit theoretischen und experimentellen Untersuchungen und anhand der zuvor gestellten Anforderungen nachgewiesen wird.

Als Ergebnis der Entwicklung liegen zwei so genannte Kraftmessbeläge vor. Ihre Validierung erfolgt über eine Analyse der Belastungen der Bremsbeläge in einer Scheibenbremse. Dabei werden die Einflüsse von Querkkräften, der Sattelaufweitung sowie von Temperaturänderungen und damit die Einsetzbarkeit der Kraftmessbeläge während eines Bremsvorgangs nachgewiesen. In einer Spezifikationstabelle sind die Einsatzbedingungen und die maximalen Messunsicherheiten zusammengefasst.

Der Funktionsnachweis der Kraftmessbeläge wird in einer Schwimmrahmensattelbremse anhand exemplarischer Messungen während einer Vielzahl von Bremsvorgängen auf einem Schwungmassenrollenprüfstand belegt. Als Ergebnisse der Prüfstandsuntersuchungen sind die Verläufe der Beträge und der Kraftangriffspunkte der Spannkraft während der Bremsvorgänge dargestellt. Erläutert werden die Unterschiede zwischen der kolben- und der faustseitige Spannkraft bei variierten Bremsdrücken und insbesondere die Änderungen der Spannkraft bei stehender Bremsscheibe bzw. während des Bremsvorgangs. Darüber hinaus werden die Kraftmessbeläge für die Analyse einer gebremsten Scheibenumdrehung eingesetzt. Dabei können die verschiedenen Einflüsse auf den Verlauf des Bremsmoments einzeln aufgelöst und der Beitrag der Schwankungen des Betrags der Spannkraft und der Reibradien, der durch Bremsscheibendickenschwankungen (DTV) verursachten Bremsmomentschwankungen, quantifiziert werden.

Weitere Anwendungsmöglichkeiten und der Nutzen der Kraftmessbeläge im Bereich der Entwicklung und Erforschung von Fahrzeugscheibenbremsen sowie die Möglichkeiten für die Erstellung und Validierung von Simulationsmodellen werden in einem Ausblick diskutiert.

8 Anhang

8.1 Darstellung der Patentrecherche

Den primären Suchraum der Patente stellt die IPC-Klasse B60T „Bremsanlagen für Fahrzeuge oder Teile davon; Bremsbetätigungssysteme oder Teile davon allgemein“ dar. Suchbegriffe waren u. a. Messung, Erfassung, Messtechnik, Messverfahren, Spannkraft, Kolbenkraft, Umfangskraft, Reibradius, Bremsmoment, Reibwert... in deutscher und englischer Sprache.

In Abbildung 8.1 ist das Ergebnis der Recherche nach Ergebnissen gruppiert und anhand ihrer zeitlichen Entwicklung geordnet dargestellt. In den letzten Jahren ist insbesondere die Anzahl an Patenten im Bereich der low-cost Spannkraftmessung gestiegen. Dies wird auf die gestiegene Forschungsintensität im Bereich der elektromechanischen Bremsen zurückgeführt. Eine Anwendung der Messprinzipien der ermittelten Patente für das vorliegende Ziel war nicht möglich, da die meisten Patente eine möglichst günstige Lösung für die Messung der Spannkraft anstreben.

8.2 Eingesetzter Bremsenprüfstand

Die experimentelle Erprobung der Kraftmessbeläge erfolgte am Schwungmassenrollenprüfstand des Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt (FZD, TUD). Ursprünglich handelte es sich hierbei um einen Abgasprüfstand (AP 500 GS 60) der CARL SCHENCK AG¹, der im Rahmen des Dissertationsvorhabens von SEMSCH² mit einem Viertelfahrzeuggestell erweitert wurde. Die folgenden Abbildungen 8.2 und 8.1 stellen den eingesetzten Prüfstand und die wesentlichen Parameter dar.

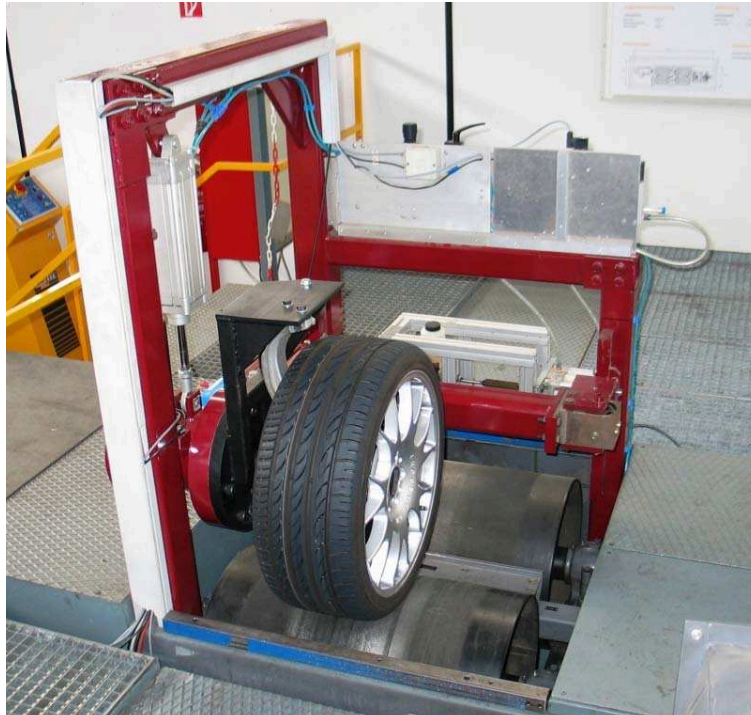


Abbildung 8.2: FZD – Schwungmassenrollenprüfstand

Standardmäßig aufgezeichnet werden Bremsmoment, Bremsdruck, Drehzahl und die Brems Scheibenoberflächentemperatur. Vorgegeben werden Einstellungen bezüglich der statischen Radlast und der Zuluftkühlung.

Aufgezeichnet werden die Messdaten mit einem Mess-PC, der mit einer Messdatenerfassungskarte des Typs National Instruments Ni 6229 ausgerüstet ist³. Die Eckdaten der Messdatenerfassungskarte lauten: 16 Bit, 250 kS/s, 32 analoge Eingänge, 4 analoge Ausgänge, 48 digitale I/O. Als Software wird LabView 7 eingesetzt⁴.

¹www.schenck.net

²Semsch (2007): Entwurf einer elektromechanisch betätigten Radbremse mit Selbstverstärkung.

³Technische Daten unter: <http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/en/nid/14136>

⁴Einzelheiten unter: <http://www.ni.com/labview/>

Tabelle 8.1: Daten des FZD – Schwungmassenrollenprüfstand AP 500 GS 60

Antriebs- und Belastungssystem	
Antriebsleistung	60 kW
Max. Geschwindigkeit	200 km/h
Max. Zugkraft	1700 N
Laufrollendurchmesser	502 mm
max.statische Radlast	13,6 kN
max. übertragbares Bremsmoment	4280 Nm
Schwungscheibensatz	
kleinstmögliche Fahrzeugmasse	680 kg
größtmögliche Fahrzeugmasse	2438 kg
Zugkraftmesseinrichtung	
Nennlast	1962 N
Genauigkeitsklasse	0,1
Gesamtfehler	0,25 %

8.3 Bestimmung der Anlegedrucke des Bremssattels

Die Anlegedrucke des Bremssattels wurden mit Hilfe von elektrischen Druckmessfolien des Typs I-SCAN 9850 der Firma Tekscan⁵ gemessen.

**Abbildung 8.3:** Bestimmung des kolben- und faustseitigen Anlegedrucks

Mit einem Ansprechverhalten, das umgerechnet 0,01 bar entspricht, wurde der Anlegedruck auf der Kolbenseite zu ca. 0,3 bar und auf der Faustseite zu ca. 0,8 bar bestimmt.

⁵N.N.: Tekscan.

8.4 Bestimmung des Wirkungsgrads der Bremse

In Abbildung 8.4 sind die in die Bremse integrierten DMS-Kraftaufnehmer (HBM: Hottinger Baldwin Messtechnik, Messbereich 0-10 000 N, Auflösung 2 N, Genauigkeitsklasse 0,2) dargestellt.

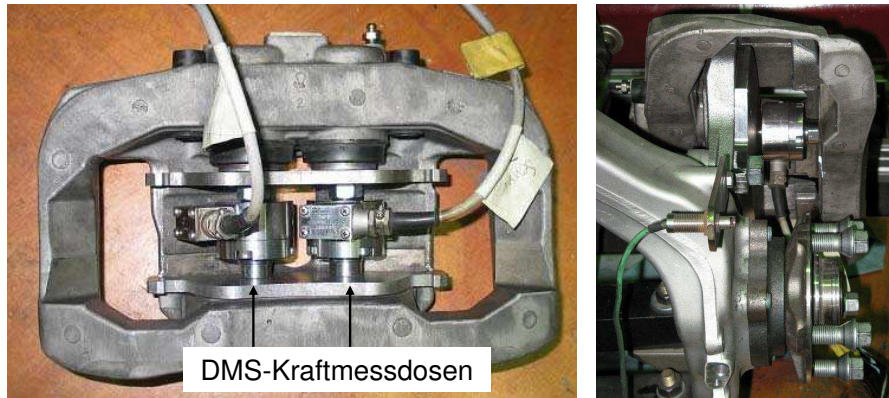


Abbildung 8.4: Messwerkzeuge zur Bestimmung des Wirkungsgrads. Links: Messung der Kolbenkraft, rechts: Messung der Gesamtspannkraft

Der Wirkungsgrad ergibt sich aus dem Quotient der Gesamtspannkraft und dem Produkt aus $p_{\text{hyd}} \cdot A_K$ zu:

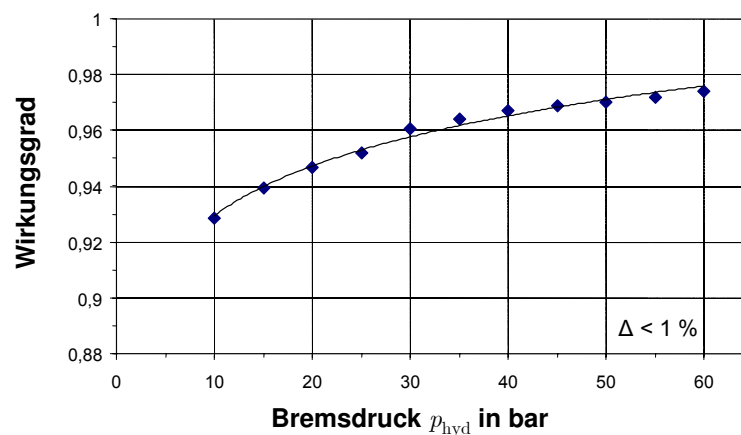


Abbildung 8.5: Wirkungsgrad des eingesetzten Bremssattels über steigendem Bremsdruck

8.5 Messung der Sattelaufweitung

Für die Bestimmung der Sattelaufweitung wurde das kapazitive Weg-Messsystem von Capacitec⁶ der Serie 4000 eingesetzt, bestehend aus einem 16-Kanal-Gehäuse des Typs 4016, einer Oszillatorkarte des Typs 4100-C, Verstärkerkarten des Typs 4100-S und Sensoren des Typs HPC-150C mit Sensorkabeln des Typs EC-CMX90-L2-10. Der Messbereich liegt bei 0-2 mm, die Messauflösung bei 1 μm und die Messunsicherheit bei 0,03 μm . In Abbildung 8.6

⁶N.N.: Capacitec.

ist einer der Sensoren, die Integration in den faustseitigen Kraftmessbelag (1. Generation) und die Integration in der Bremse dargestellt.

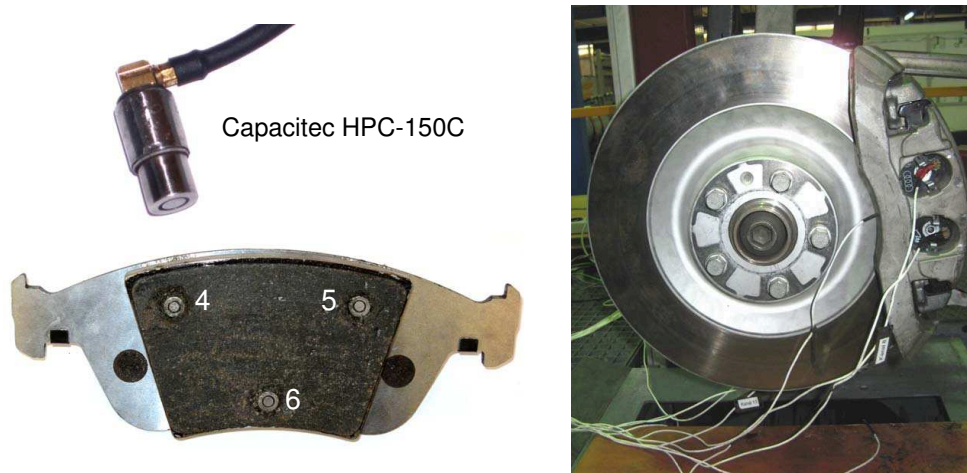


Abbildung 8.6: Bestimmung der Sattelaufweitung. Links: kapazitiver Sensor und Kraftmessbelag (erste Generation, FS) mit drei integrierten Sensoren. Rechts: Integration in die Radbremse

Die Sensoren sind an der Rückenplatte befestigt und im Abstand von 0,5 mm von der Reibschichtoberfläche positioniert, um durch das Reibmaterial verursachte Streueffekte zu minimieren. Gemessen wird somit die Wegänderung zwischen der Rückenplatte und der Bremsscheibenoberfläche. Der zugehörige Messschrieb ist in Abbildung 8.7 dargestellt.

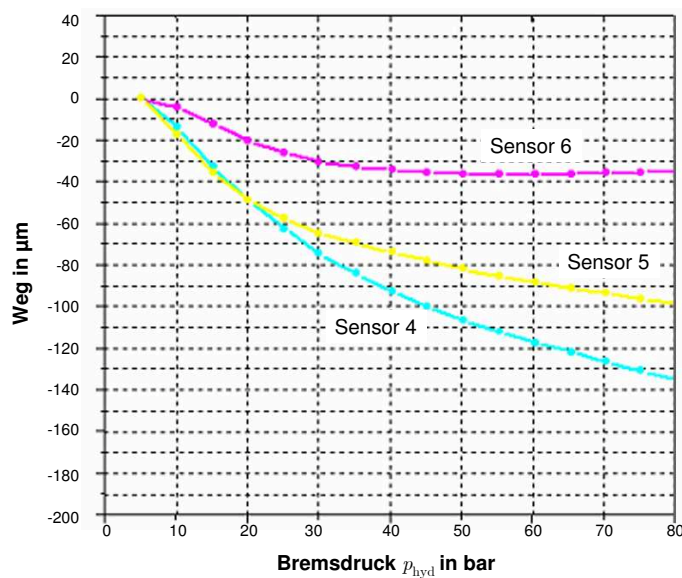


Abbildung 8.7: Messung der Sattelaufweitung

Über die geometrische Anordnung der Sensoren in den Belägen ergeben sich maximale Winkeländerungen für beide Bremsbeläge bei einer Bremsdruckänderung von 5 bis 60 bar von kleiner $0,2^\circ$.

8.6 Messung der Bewegung der Bremsbeläge

Die Erfassung der Bewegung der Bremsbeläge erfolgt durch eine Serienbildaufnahme mit einer Spiegelreflexkamera des Typs Nikon D200 mit einer Bildauflösung von 10,2 Millionen Pixel bei fünf Bildern pro Sekunde. Mit dem gewählten Bildausschnitt ergibt sich eine Pixelgröße von $0,124 \text{ mm}^2$ und eine maximale Auflösung von $0,062 \text{ mm}$. In Abbildung 8.8 ist der Versuchsaufbau sowie zwei Beispielbilder dargestellt.



Abbildung 8.8: Messung der Sattelbewegung. Links: Aufbau / Mitte: Aufnahme während eines Bremsvorgangs / rechts: Vergrößerung

8.7 Kompressibilitätstest der Kraftmessbeläge

Prüfdatum: 09/08/06		Kompressibilitäts Tester		TMD FRICTION	
Bremsbelag					
Artikel Nr.	: 23885	Bremse	: 150/02/320		
Abmessung	: /	Kunde	: PPM		
Reibmaterial	: 680-0248/722	Prüfer	: Krawczyk		
Charge	:	Beschichtung	: unlackiert		
Gitterbox Nr.	: 720030/5/1	Schablone	: O809		
Messgrund	: Entwicklung	Fzg. Bremskolben Ø	: 42,0;42,0		
V-Karten Nr.	: 5039/1	Dicke Ges./Träger	: 20,2 / 5,6	mm	
Bemu. Auftr.	: I-PAD	Fläche	: 54,0	cm²	
.	:	Soll 2 (M)	:	µm	
Soll 1 (E)	: 0-999 E	µm			
Bemerkungen	: Prototyp i - Pad				

Kolbenadapter					
Innen Ø	: 29,0	mm	ID	Doppel 41,0/41,0	
Aussen Ø	: 41,0	mm	Eigenverformung	: 31	µm/F MAX

Spec (160 bar / 6 Cyc)					
	[kN]	[bar]	[MPa]		
Basislast	1,4	5,0	0,26	Haltezeit Basislast	: 1 s
Hauptlast	44,3	160,0	8,21	Haltezeit Hauptlast	: 1 s
Anstiegsgradient	22,2/s	80,0/s	4,11/s	Zyklen	: 6
Abfallgradient	22,2/s	80,0/s	4,11/s	Temperatur	: RT

Einzelergbnis					
Bremsbelag 1/1					
Prüflast	Leitungsdruck	Kolbenkraft	Flächenpressung	Ergebnis	Zyklus d/k
1	160,0 bar	44,3 kN	8,21 MPa	99 µm	6. ↓ d
2	20,0 bar	5,5 kN	1,03 MPa	24 µm	6. ↑ d
3	48,7 bar	13,5 kN	2,50 MPa	51 µm	6. ↑ d
4	50,0 bar	13,9 kN	2,57 MPa	52 µm	6. ↑ d
5	160,0 bar	44,3 kN	8,21 MPa	105 µm	3. ↓ d
6	160,0 bar	44,3 kN	8,21 MPa	173 µm	1. ↓ d
7	25,0 bar	6,9 kN	1,28 MPa	32 µm	3. ↑ d
8	100,0 bar	27,7 kN	5,13 MPa	86 µm	6. ↓ d
9	100,0 bar	27,7 kN	5,13 MPa	78 µm	6. ↑ d
10	30,0 bar	8,3 kN	1,54 MPa	36 µm	6. ↑ d
Hysterese		6. Zyklus		: 6 µm	
Bewertung		(E) Prüflast 1/Soll 1		: i.o.	

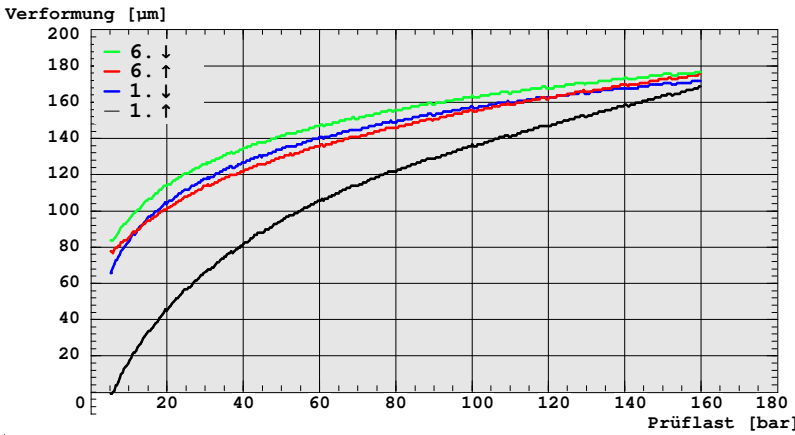
Verformung [µm]	
	
Prüflast [bar]	

Abbildung 8.9: Protokoll des Kompressibilitätstest der Kraftmessbeläge. Durchgeführt von TMD Friction, Leverkusen

Literaturverzeichnis

- Abu Baker, Abd Rahim/Ouyang, Huajiang:** Prediction of disc brake contact pressure distribution by finite element analysis.
- Abu Baker, Abd Rahim/Ouyang, Huajiang/Siegel, Jennifer E.:** Brake pad surface topography Part I: Contact Pressure Distribution. 2005
- Ahmed, Ilm/Leung, P.S./Datta, S.:** Experimental Investigations of Disc Brake Friction. Society of Automotive Engineers, 2000, Proceedings of the Journal of Automobile Engineering SAE 2000-01-2778, Seiten 173–180
- Alexander, E.A.:** Analysis and design of threaded assemblies. 1977, Int. Automotive Engineering Congress and Exposition, Detroit. Rep.-Nr.770420
- Augsburg, K./Brunner, H./Grochowicz, J.:** Untersuchung zum Rubbelverhalten von Pkw-Schwimmsattelbremsen. 1999, Seiten 22–30
- Beitz, W./Grote, K.H.:** Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau. 18. Auflage. Springer Verlag, 2005, ISBN 3-5405-7650-9
- Bill, Bernhard:** Messen mit Kristallen. 2. Auflage. 2003, Die Bibliothek der Technik – Band 227, ISBN 3-4789-3269-6
- Bill, Karlheinz:** Grundsatzuntersuchungen zum Einsatz elektrischer Radbremsen in Personenkraftwagen. VDI-Verlag, 1992, VDI Fortschritt-Berichte Reihe 12 Nr. 166, Dissertation am Fachgebiet Fahrzeugtechnik (FZD) an der Technischen Universität Darmstadt, ISBN 3-1814-6612-3
- Birkhofer, Herbert:** Skriptum zur Vorlesung Produktentwicklung I. 2003, Fachgebiet Produktentwicklung und Maschinenelemente an der Technischen Universität Darmstadt
- Bittner, Christoph:** Reduzierung des Bremsrubbelns bei Kraftfahrzeugen durch Optimierung der Fahrwerkslagerung. 2006, Dissertation an der Fakultät der Technischen Universität München
- Bonfig, Karl Walter:** Technische Druck- und Kraftmessung. 2. Auflage. Expert-Verlag, 1995, Mess- und Prüftechnik Band 254, ISBN 3-8169-0315-0
- Brecht, Jörg:** Materialeigenschaften von Reibwerkstoffen. TMD Friction GmbH, Leverkusen VDI Verlag, Düsseldorf, 2003, XXIII. Internationales μ -Symposium 2003, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 556, ISBN 3-1835-5612-X

- Breuer, Bert:** Kraftfahrzeuge II. 2001, Vorlesungsskript am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Breuer, Bert (Hrsg.):** XXIII International μ Symposium—Brake Conference. VDI Verlag, Düsseldorf, 2003, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 556, ISBN 3–1835–5612–X
- Breuer, Bert/Bill, Karlheinz (Hrsg.):** Bremsenhandbuch. 2. Auflage. Vieweg Verlag, 2004, ISBN 3–5281–3952–8
- Breuer, Bert/Bill, Karlheinz (Hrsg.):** Bremsenhandbuch. 3. Auflage. Vieweg Verlag, 2006, ISBN 3–8348–0064–3
- Brösicke, Gerhard:** Das Parksysteem des neuen 7er BMW. TÜV Automotive GmbH 2002, brems.tech, München
- Brösicke, Gerhard/Mayer, Oswald/Erl, Ralf/Seeger, Harlad:** Die automatische Parkbremse. 2001, Sonderausgabe ATZ/MTZ Edition Nr.: 2001-05
- Brunner, Horst/Koch, Lars:** Schwingungen und Geräusche. In **Breuer, Bert/Bill, Karlheinz (Hrsg.):** Bremsenhandbuch. 3. Auflage. Vieweg Verlag, 2006, ISBN 3–8348–0064–3. – Kapitel 26, Seiten 412–419
- Burckhardt, Manfred; Reimpell, Jörn (Hrsg.):** Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen. 1. Auflage. Vogel Buchverlag, Würzburg, 1991, Vogel Fachbuch Kraftfahrzeugtechnik
- Buschmann, Gunter/Remfrey, James:** Aufbau und Komponenten von Pkw-Bremsanlagen. In **Breuer, Bert/Bill, Karlheinz (Hrsg.):** Bremsenhandbuch. 2. Auflage. Vieweg Verlag, 2004, ISBN 3–5281–3952–8. – Kapitel 7, Seiten 86–118
- Buschmann, Gunther/Dausend, Uwe/Semsch, Martin:** Elektromechanisch betätigte Bremsen. In **Breuer, Bert/Bill, Karlheinz (Hrsg.):** Bremsenhandbuch. 3. Auflage. Vieweg Verlag, 2006, ISBN 3–8348–0064–3. – Kapitel 20, Seiten 324–329
- Cordes, Hans:** Produktentwicklung am Beispiel von Bremsbelägen. 1983, Dissertation an der RWTH Aachen
- Dausend, Uwe/Halasy-Wimmer, Georg:** Alternative Kraftwandlungsgetriebe für eine elektomechanisch betätigte Scheibenbremse. TÜV Automotive GmbH 2002, brems.tech, München
- Day, A.J./Tirovic, M./Newcomb, T.P.:** Thermal effects and pressure distributions in brakes. 1991, Nr. 205, Seiten 199–205
- Degenstein, Thomas/Winner, Hermann:** Messung der Kräfte in der Reibfläche einer Scheibenbremse während eines Bremsvorgangs. TÜV Süd Automotive GmbH 2006, brake.tech, München
- Doi, K./Mibe, T./Matsui, H./Tamasho, T.K.:** Brake judder reduction technology – brake design technique including friction material formulation. 2000, S. 497–502

- Dose, Friedrich Gerhard:** Vergleichstabelle der gerechneten Einschraubtiefen und Abstreifdurchmesser mit Versuchsergebnissen. 2002 (URL: <http://www.vdi2230.com/dose/vergl.pdf>)
- Dose, Friedrich Gerhard:** Schraubenberechnung unter Berücksichtigung der Flankenwinkel, Werkstoffkennwerte und Scherspannungsfaktoren. 2006 (URL: <http://www.hexagon.de/dose/dose1.pdf>)
- Eggleston, D.:** Cold Judder. 1999, Technical Bulletin 00029711, Precision Disc Castings Ltd. Technical Bulletin Series (URL: <http://www.eurac-group.com/technote4.htm>)
- Eichhorn, Ulrich/Fuhrmann, Karl Horst:** Fahrzeugtechnische Anforderungen. In **Breuer, Bert/Bill, Karlheinz (Hrsg.):** Bremsenhandbuch. 3. Auflage. Vieweg Verlag, 2006, ISBN 3-8348-0064-3. – Kapitel 20, Seiten 18–38
- Engel, Hans Georg:** Systemansatz zur Untersuchung von Wahrnehmung, Übertragung und Anregung bremserreger Lenkruhe in Personenkraftwagen. VDI-Verlag, 1998, VDI Fortschritt-Berichte Reihe 12 Nr. 354, Dissertation am Fachgebiet Fahrzeugtechnik (FZD) an der Technischen Universität Darmstadt
- Eriksson, M./Jacobson, S.:** Friction behaviour and squeal generation of disc brakes at low speed. 2001, Proceedings of the I MECH E Part D Journal of Automobile Engineering Nr. 215, Seiten 1245–1256
- Fash, J.W.:** Brake roughness - correlation of vehicle evaluation and dynamometer testing. Ford Scientific Research Laboratory, USA. 1996
- Fieldhouse, J.D./Ashrav, N./Talbot, C.J./Pasquet T./Franck P./Gabriel R.:** Measurement of the Dynamic Center of Pressure of a Brake Pad during a Braking Operation. Society of Automotive Engineers, 2006, Proceedings of the Journal of Automobile Engineering SAE 2006-01-3208
- Fieldhouse, J.D./Steel, W.P.:** A study of brake noise and the influence of the centre of pressure at the disc/pad interface, the coefficient of friction and calliper mounting geometry. Society of Automotive Engineers, 2003, Proceedings of the I MECH E Part D Journal of Automobile Engineering Nr. 217, Seiten 957–973
- Finckenstein, Karl Graf Finck von:** Grundkurs Mathematik für Ingenieure. 3. Auflage. B. G. Teubner Stuttgart, 1991, ISBN 3-5192-2961-7
- Fischer, U./Kilgus, R./Heinzler, M./Schilling, K.:** Tabellenbuch Metall. Europa Lehrmittel, 2005, ISBN 3-8085-1110-9
- Gautschi, Gustav:** Piezoelectric Sensorics: Force, Strain, Pressure, Acceleration and Acoustic Emission Sensors, Materials and Amplifiers. Springer Verlag, 2002, ISBN 3-5404-2259-5
- Glaser, H./Wörsdörfer, K.F.:** Zukünftige Schwerpunkte der Entwicklung von Pkw-Radbremsten. TÜV Automotive GmbH 2002, brems.tech, München

- Gombert, Bernd/Hartmann, Henry/Lang, Hans:** Elektromechanisch betätigte Keilbremse. In **Breuer, Bert/Bill, Karlheinz (Hrsg.):** Bremsenhandbuch. 3. Auflage. Vieweg Verlag, 2006, ISBN 3-8348-0064-3. – Kapitel 20.6, Seiten 330–336
- Grochowicz, Jaroslaw:** Experimentelle und theoretische Untersuchungen zu Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen an Pkw-Scheibenbremsen. 1997, Dissertation an der Technischen Universität Dresden
- Hackbusch, Wolfgang/Schwarz, Hans Rudolf/Zeidler, Eberhard; Zeidler, Eberhard (Hrsg.):** Teubner-Taschenbuch der Mathematik. B. G. Teubner Verlagsgesellschaft Leipzig, 1996, ISBN 3-8154-2001-6
- Hagedorn, Peter:** Statik. Band 1, Technische Mechanik. 3. Auflage. Verlag Harri Deutsch, Frankfurt am Main, 2001, ISBN 3-8171-1647-0
- Hagedorn, Peter/Wagner, Utz von:** SmartPads – Ein neues Werkzeug zur Unterdrückung von Bremsenquietschen. (URL: www.tu-berlin.de/fak5/ifm/mmd/publikationen/smart_pads_vwagner_dt.pdf), Institut für Mechanik der Technischen Universität Darmstadt und Institut für Mechanik an der Technischen Universität Berlin
- Haigh, M. J./Smales, H./Abe, M.:** Vehicle judder under dynamic braking caused by disc thickness variation. 1993, IMechE, C444/022/93
- Hammerström, L./Jacobson, S.:** Pressure Sensitive Film as a tool for investigating the pressure distribution on brake pads. 2002, Tribology, Nordtrip
- Hartmann, Henry/Gombert, Bernd:** eBrake – die mechatronische Keilbremse. TÜV Automotive GmbH 2002, brems.tech, München
- Herkenrath, Dirk:** Bremsmomentenschwankungen infolge Unebenheiten der Brems Scheibe bei Pkw-Bremsen. 2005, Dissertation, RWTH Aachen, ika - Institut für Kraftfahrzeugwesen Aachen
- Herold, Harry:** Sensortechnik, Sensorwirkprinzipien und Sensorsysteme. Hüthig Buch Verlag, 1993, ISBN 3-7785-2138-1
- Hoffmann, Jörg:** Messen nichtelektrischer Größen, Grundlagen der Praxis. VDI-Verlag, 1996, ISBN 3-1840-1562-9
- Hoffmann, Jörg:** Taschenbuch der Messtechnik. 4. Auflage. Fachbuchverlag Leipzig, 2004, ISBN 3-4462-2860-8
- Hoffmann, Karl:** Eine Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmessstreifen. Hottinger-Baldwin-Messtechnik-GmbH, 1987
- Hohmann, Christian:** Simulation von Verschleiß an Scheibenbremsbelägen. Shaker Verlag, 1991, Dissertation am Institut für Maschinenkonstruktion Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, ISBN 3-8265-6587-8
- Inoue, H.:** Analysis of Brake Judder caused by Thermal Deformation of Brake Disc Rotor. 1986, SAE-Paper 865131

- Kalibrierdienst, Deutscher:** DKD-R 3-3: Kalibrierung von Kraftmessgeräten. 2/1996
⟨URL: http://www.dkd.eu/de/_publikationen.htm⟩
- Kalibrierdienst, Deutscher:** DKD-R 3-9: Kontinuierliche Kalibrierung von Kraftaufnehmern nach dem Vergleichsverfahren. 2/2005 ⟨URL: http://www.dkd.eu/de/_publikationen.htm⟩
- Kao, T.K./Richmond, J.W./Douarre, A.:** Brake disc hot spotting and thermal judder: an experimental and finite element study. 2000, Nr. 23, Seiten 276–296
- Kim, H.S.:** Computer Aided Analysis and Robust Design of Brake Judder. Korea Science and Technology Center, Seoul, 2003, Recurdyn User Conference
- Klapper, Gerhard:** Steuergerätestest an einem Hardware in the Loop Teststand. TÜV Automotive GmbH 2004, brems.tech, München
- Kleinlein, Claus/Severin, Dietrich:** Eigenschaften der Reibpaarung im Bremsprozess. In **Breuer, Bert/Bill, Karlheinz (Hrsg.):** Bremsenhandbuch. 3. Auflage. Vieweg Verlag, 2006, ISBN 3–8348–0064–3. – Kapitel 24, Seiten 389–400
- Köth, Boris/Straub, Thomas:** Neue Bremsentechnologien – Vision und Wirklichkeit. TÜV Automotive GmbH 2004, brems.tech, München
- Kubota, M./Suenaga, T./Doi, K.:** Study on the mechanism causing high-speed brake judder. 1998, SAE-Paper 980594
- Kuhn, Ulrich/Böhm, Josef/Karl, Stefan:** Herausforderungen für moderne Radbremsysteme aus Sicht des Fahrzeugherstellers. 2006, brake.tech, München
- Lange, Jürgen/Degenstein, Thomas/Dohle, Achim/Elvenkemper, Andreas:** Der μ -Wert – Reibwertbestimmung in Bremssystemen. TMD Friction GmbH, Leverkusen VDI Verlag, Düsseldorf, 2006, XXVI. Internationales μ -Symposium 2006, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 620, ISBN 3–1836–2012–X
- Leslie, A.C.:** Mathematical Model of Brake Caliper to Determine Brake Torque Variation Associated with Disc Thickness Variation (DTV) Input. 2004, SAE-Paper 2004-01-2777
- Lindemann, Udo:** Methodische Entwicklung technischer Produkte. 1. Auflage. Springer-Verlag, 2004, ISBN 3–5401–4041–7
- Mitschke, Manfred/Wallentowitz, Henning:** Dynamik der Kraftfahrzeuge. 4. Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2004, ISBN 3–5404–2011–8
- Niebuhr/Lindner:** Physikalische Messtechnik mit Sensoren. 5. Auflage. Oldenbourg-Verlag, 2002, ISBN 3–8356–7007–7
- Niemz, Tobias:** Reducing Braking Distance by Control of Semi-Active Suspension. VDI-Verlag, 2007, VDI Fortschritt-Berichte Reihe 12 Nr. 640, Dissertation am Fachgebiet Fahrzeugtechnik (FZD) an der Technischen Universität Darmstadt, ISBN 978–3–1836–4012–6

- N.N.: Capacitec. \langle URL: <http://www.capacitec.com> \rangle
- N.N.: Deutscher Kalibrierdienst bei der Physikalisch-Technischen Bundesanstalt, Braunschweig. \langle URL: <http://www.dkd.eu/de/> \rangle
- N.N.: Tekscan. \langle URL: <http://www.tekscan.com> \rangle
- N.N.: TMD Friction Services GmbH, Leverkusen. \langle URL: <http://www.tmdfriction.de> \rangle
- N.N.: Dynamometer Test to AK-Master – Global Specification. 2000
- N.N.: SlimLine Sensoren – Messen von dynamischen und quasistatischen Schubkräften. Version: 000-113d-02.02. Kistler Instrumente AG, Winterthur, 2002
- N.N.: Kraft- und Drehmomentsensoren. Version: 300-460d-09.05. Kistler Instrumente AG, Winterthur, 2005
- N.N.: SlimLine Sensor Typ 9130B bis 9136B. Version: 9130B-000-110d-11.06. Kistler Instrumente AG, Winterthur, 2006
- Nordmann, Rainer/Birkhofer, Herbert:** Maschinenelemente und Mechatronik I. Shaker Verlag, 2001, Lecture notes, Technische Universität Darmstadt, ISBN 3-8265-9343-X
- Oehl, K.-H./Paul, H.-G.:** Bremsbeläge für Straßenfahrzeuge - Entwicklung und Erprobung. Verlag moderne Industrie, 1990, Die Bibliothek der Technik Nr. 49, ISBN 3-4789-3049-9
- Okamura, Toshikazu/Hasegawa, Kiyoshi/Herai, Junji:** High-Precision Brake Discs to Reduce Judder. 2005, SAE-Paper 2005-01-3924
- Olms, Hans/Marschner, Holger/Reuter, Manfred/Schiffner Klaus/Bletz, Marcus:** Bremstechnisches Versuchswesen. In **Breuer, Bert/Bill, Karlheinz (Hrsg.):** Bremsenhandbuch. 3. Auflage. Vieweg Verlag, 2006, ISBN 3-8348-0064-3. – Kapitel 29, Seiten 432–456
- Pahl, Gerhard:** Konstruktionslehre - Grundlagen erfolgreicher Produktentwicklung - Methoden und Anwendung. 6. Auflage. Springer Verlag, 2004, ISBN 3-5402-2048-8
- Pickenhahn, Josef/Straub, Thomas:** Auslegung und Simulation von Pkw-Bremsanlagen. In **Breuer, Bert/Bill, Karlheinz (Hrsg.):** Bremsenhandbuch. 3. Auflage. Vieweg Verlag, 2006, ISBN 3-8348-0064-3. – Kapitel 6, Seiten 66–88
- Profos, Paul:** Handbuch der industriellen Messtechnik. 6. Auflage. Oldenbourg Verlag, 1994, ISBN 3-4862-1794-1
- Remfrey, James/Gruber, Steffen/Ocvirk, Norbert:** Aufbau und Komponenten von Pkw-Bremsanlagen. In **Breuer, Bert/Bill, Karlheinz (Hrsg.):** Bremsenhandbuch. 3. Auflage. Vieweg Verlag, 2006, ISBN 3-8348-0064-3. – Kapitel 29, Seiten 89–129

- Robert Bosch GmbH (Hrsg.):** Kraftfahrtechnisches Taschenbuch. 23. Auflage. Vieweg Verlag, 1999, ISBN 3-5280-3876-4
- Schmalfuß, C.:** Theoretische und experimentelle Untersuchung von Scheibenbremsen. VDI-Verlag, 2002, VDI Fortschritt-Berichte Reihe 12 Nr. 494
- Schumann, Marcus:** Analysis method for assessing irregular brake disc wear on motor vehicle disc brakes. TMD Friction GmbH, Leverkusen VDI Verlag, Düsseldorf, 2006, XXIV. Internationales μ -Symposium 2006, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 620
- Schumann, Marcus:** Analysemethode zur Beurteilung des ungleichförmigen Brems-scheibenverschleißes an Pkw-Scheibenbremsen. VDI-Verlag, 2007, VDI Fortschritt-Berichte Reihe 12 Nr. 635, Dissertation am Fachgebiet Fahrzeugtechnik (FZD) an der Technischen Universität Darmstadt, ISBN 978-3-1836-3512-2
- Schumann, Marcus/Winner, Hermann:** Kraftfahrzeuge III: Entwicklung von Scheibenbremsen – Grundlagen und Herausforderungen. 2004, Vorlesungsskript am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Schwarz, Ralf:** Bremskraftrekonstruktion bei elektromechanisch betätigten Fahrzeugbremsen. VDI-Verlag, 1999, VDI Fortschritt-Berichte Reihe 12 Nr. 393, Dissertation am Fachgebiet für Automatisierungstechnik (IAT) an der Technischen Universität Darmstadt
- Semsch, Martin:** Neuartige mechatronische Teilbelagscheibenbremse. TMD Friction GmbH, Leverkusen VDI Verlag, Düsseldorf, 1999, XIX. Internationales μ -Symposium 1999, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 405
- Semsch, Martin:** Entwurf einer elektromechanisch betätigten Radbremse mit Selbstverstärkung. VDI-Verlag, 2007, VDI Fortschritt-Berichte Reihe 12, Dissertation am Fachgebiet Fahrzeugtechnik (FZD) an der Technischen Universität Darmstadt
- Severin, Dietrich:** Klärung der Gesetzmäßigkeiten in technischen Reibpaarungen. 2001
 (URL: http://www.tuberlin.de/sfbs/sfb605/bericht/a3_bericht.pdf)
- Steffen, T.:** Untersuchung der Hotspotbildung bei Pkw-Bremsscheiben. VDI Verlag, Düsseldorf, 1998, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 345, Dissertation am Institut für Maschinenelemente und Technische Logistik an der Helmut Schmidt Universität Hamburg
- Stringham, Walter et al.:** Brake roughness - disc brake torque variation, rotor distortion and vehicle response. 1993, Nr. SAE 930803
- Suryatama, D./Stewart, D.J./Meyland, S.C./Hou, L.J.:** Contact Mechanics Simulation for Hot Spots Investigation. 2001, SAE-Paper 2001-01-0035
- Tamari, Junzo/Doi, Kozuhiro/Tamasho, Tadashi:** Prediction of Contact Pressure of Disc Brake Pad. 2000
 (URL: <http://www.estech.co.jp/list.pdf/est72.pdf>)

- Tichy, J./Gautschi, G.:** Piezoelektrische Messtechnik. Springer-Verlag, 1980, ISBN 3-5400-9448-2
- Tirovich/Day:** Disk brake interface pressure distribution. 1991, IMechE Journal of Automotive Engineering, Volume 205, S. 137 – 146
- Trepte, Stefan:** Bewertung von Reibwerkstoffen für Fahrzeugbremsen. Shaker Verlag, 2004, Dissertation an der Universität Siegen, ISBN 3-8322-3113-7
- Tränkle, H.R./Obermeier, E. (Hrsg.):** Sensortechnik - Handbuch für Praxis und Wissenschaft. Springer Verlag, 1998, ISBN 3-5405-8640-7
- Tropea, Cameron/Damaschke, Nils/Nobach, Holger:** Messtechnik I: Grundlagen der Messtechnik. 2003, Vorlesungsskript der Technischen Universität Darmstadt
- Tropea, Cameron/Nobach, Holger/Hufnagel, K:** Messtechnik II: Messverfahren und Messgeräte. 2003, Vorlesungsskript der Technischen Universität Darmstadt
- Tumbrink, H.J.:** Measurement of Load Distribution on Disc Brake Pads and Optimization of Disc Brakes using the Ball Pressure Methods. 1989, Nr. SAE 890863
- Vries, Alexander de:** The Brake Judder Phenomenon. 1992, Nr. SAE 920554
- Weiler, Wolfgang:** Handbuch der physikalisch-technischen Kraftmessung. 1. Auflage. Vieweg Verlag, 1993, ISBN 3-5280-8945-8
- Weiss, Dieter:** Bremsenpüfstände. In **Breuer, Bert/Bill, Karlheinz (Hrsg.):** Bremsenhandbuch. 3. Auflage. Vieweg Verlag, 2006, ISBN 3-8348-0064-3. – Kapitel 29.1.2.1, Seiten 435–439
- Wiaterek, Christian:** Reibbeläge. In **Breuer, Bert/Bill, Karlheinz (Hrsg.):** Bremsenhandbuch. 2. Auflage. Vieweg Verlag, 2004, ISBN 3-5281-3952-8. – Kapitel 7, Seiten 341–351
- Wiaterek, Chrstian:** Reibbeläge. In **Breuer, Bert/Bill, Karlheinz (Hrsg.):** Bremsenhandbuch. 3. Auflage. Vieweg Verlag, 2006, ISBN 3-8348-0064-3. – Kapitel 20, Seiten 373–388
- Winner, Hermann:** Kraftfahrzeuge I. 2004, Vorlesungsskript am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Winner, Hermann:** Kraftfahrzeuge II. 2005, Vorlesungsskript am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Winner, Hermann/Degenstein, Thomas/Niemz, Tobias/Schumann, Marcus:** Die Bremse im mechatronischen Fahrwerk. In **Breuer, Bert/Bill, Karlheinz (Hrsg.):** Bremsenhandbuch. 3. Auflage. Vieweg Verlag, 2006, ISBN 3-8348-0064-3. – Kapitel 22, S. 359–372

Betreute studentische Arbeiten

Berger, Erik: Konzeption, Entwicklung und Bau eines Bremsbelags mit integrierter Überlastsensorik. Januar 2006, Studienarbeit Nr. 905/05 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Cieslik, Damian Peter: Entwicklung, Herstellung und Erprobung eines Bremsbelag-Prototyps mit integrierter Temperatursensorik. Oktober 2005, Studienarbeit Nr. 889/05 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Fettel, Ingo: Aufbau und Inbetriebnahme eines Bremsenprüfstands. Dezember 2005, Studienarbeit Nr. 902/05 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Frey, Andreas: Entwicklung, Herstellung und Erprobung eines Bremsbelags mit integrierter Kraft- und Momentensensorik. Juli 2005, Diplomarbeit Nr. 384/05 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Günter, Marc: Entwicklung von Bremsbelägen mit integrierter Temperatursensorik. Oktober 2006, Diplomarbeit Nr. 406/06 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Gürban, Metin: Konzeption und Konstruktion eines Bremsenprüfstands für die Reibbelagforschung. Dezember 2004, Diplomarbeit Nr. 370/04 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Hübberts, Marc: Entwicklung und Bau eines Bremsbelag-Prototyps mit integrierter Temperatursensorik. Oktober 2004, Studienarbeit Nr. 871/04 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Höflich, Alexander: Bewertung von Messsystemen zur Bestimmung von Kräften in einer Scheibenbremse. Oktober 2006, Studienarbeit Nr. 922/06 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Karplak, Sascha: Konzeption, Entwicklung und Herstellung eines PKW-Bremsbelags mit integrierter Kraft- und Momentensensorik. März 2007, Diplomarbeit Nr. 410/06 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Keller, Alexander: Entwicklung von Bremsbelägen mit integrierter Temperatursensorik. Februar 2007, Diplomarbeit Nr. 415/06 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

- Kraus, Matthias:** Analyse der Kräfte einer Scheibenbremse während eines Bremsvorgangs. November 2006, Studienarbeit Nr. 915/06 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Krusche, Michael:** Bestimmung der wirkenden Kräfte und Momente in einem Bremsbelag. Januar 2006, Diplomarbeit Nr. 395/05 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Macherey, Matthias:** Konzeption, Entwicklung und Herstellung eines PKW-Bremsbelags mit integrierter Kraft- und Momentensensorik. April 2006, Diplomarbeit Nr. 394/05 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Oedekoven, Dirk:** Entwicklung und Bau eines Bremsbelag-Prototyps mit integrierter Temperatursensorik. Oktober 2004, Studienarbeit Nr. 871/04 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Popp, Dominik:** Konzeption, Entwicklung und Bau eines Bremsbelags mit integrierter Verschleißsensorik. Oktober 2005, Studienarbeit Nr. 899/05 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Rückert, Martin:** Konzeption eines Bremsbelags zur Bestimmung der Druckverteilung. August 2004, Diplomarbeit am Fachgebiet Produktentwicklung und Maschinenelemente der Technischen Universität Darmstadt
- Örter, Gökhan:** Potentialabschätzung von Einsatzmöglichkeiten aktiver Bremsbeläge. Oktober 2004, Studienarbeit Nr. 873/04 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Schöppner, Andreas:** Bestimmung der wirkenden Kräfte und Momente in einem Bremsbelag. Juni 2006, Diplomarbeit Nr. 401/05 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Schrader, Robert:** Ermittlung von Bremsbelägen mit integrierten Piezokeramiken. November 2006, Studienarbeit Nr. 916/06 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Sternheimer, Marc:** Entwicklung und Konstruktion einer Versuchseinrichtung für die Erforschung von Reibbelägen mit integrierter Kraft- und Momentensensorik. Dezember 2005, Studienarbeit Nr. 900/05 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Stoff, Alexander:** Stand der Technik und Forschung bezüglich der Erfassung von Betriebsparametern in PKW-Scheibenbremsen. November 2005, Studienarbeit Nr. 901/05 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Yu, Yiquan:** Ermittlung der Auswirkungen verschiedener Klimabedingungen auf das System Radbremse in Bezug auf Reibwert und Geräusch. Oktober 2005, Diplomarbeit am Fachgebiet Mechatronik und Maschinenakustik der Technischen Universität Darmstadt

Eigene Veröffentlichungen

- Degenstein, Thomas/Günter, Marc/Keller, Alexander/Winner, Hermann:** Dynamic Measurement of the Temperature of Electroconductive Objects Used the Example of a Wheel Brake. In Sensor Conference 2007, Nürnberg.
- Degenstein, Thomas/Winner, Hermann:** Dynamic Measurement of the Forces in the Friction Area of a Disc Brake during a Braking Process. In Proceedings of FISITA 2006, World Automotive Congress, Yokohama, Japan.
- Degenstein, Thomas/Winner, Hermann:** Messung der Kräfte in der Reibfläche einer Scheibenbremse während eines Bremsvorgangs. TÜV Süd Automotive GmbH 2006, brake.tech, München
- Degenstein, Thomas/Winner, Hermann:** Neue Verfahren zur Messung von Kräften und Temperaturen in einer Fahrzeugbremse während des Bremsvorganges. TMD Friction GmbH, Leverkusen VDI Verlag, Düsseldorf, 2007, XXVII. Internationales μ -Symposium 2007, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12
- Degenstein, Thomas/Niemz, Tobias/Schumann, Marcus/Winner, Hermann:** Die Bremse im mechatronischen Fahrwerk. In **Breuer, Bert/Bill, Karlheinz (Hrsg.):** Bremsenhandbuch. 3. Auflage. Vieweg Verlag, 2006, ISBN 3-8348-0064-3. – Kapitel 22, Seiten 359–372
- Lange, Jürgen/Degenstein, Thomas/Dohle, Achim/Elvenkemper, Andreas:** Der μ -Wert – Reibwertbestimmung in Bremssystemen. TMD Friction GmbH, Leverkusen VDI Verlag, Düsseldorf, 2006, XXVI. Internationales μ -Symposium 2006, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 620, ISBN 3-1836-2012-X
- Lange, Jürgen/Degenstein, Thomas/Dohle, Achim/Elvenkemper, Andreas:** The μ -value – Friction Level Determination in Brake Systems. 2007, 8. Colloquium Internacional SAE BRASIL de Freios, Gramado - Brasil
- Sauer, Thorsten/Degenstein, Thomas/Chahadi, Youssef/Birkhofer, Herbert:** A Web-Based Information-Portal For The Early Stages Of Design. In International Design Conference - DESIGN 2006, Dubrovnik - Croatia.